ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ
ВЫСШИМИ ТЕХНИЧЕСКИМИ УЧЕБНЫМИ ЗАВЕДЕНИЯМИ
ВСНХ СССР

С. К. РУЖЕНЦЕВ и Б. А. ИВАНОВ

ЗУБЧАТАЯ и ЧЕРВЯЧНАЯ ПЕРЕДАЧИ

РЕДУКТОРЫ

RETURN TO: GMDS
PROPERTY OF
GERMAN MILITARY DOC. SECT.
DEPT RECORDS BR., AGO, D/A

ВВ 2058

ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКОВСКОГО ВЫСШЕГО ТЕХНИЧЕСКОГО УЧИЛИЩА
МОСКВА — 1930

Ks 2038

ИЗ КНИГ
С. А. Сенчигева

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ
ВЫСШИМИ ТЕХНИЧЕСКИМИ УЧЕБНЫМИ ЗАВЕДЕНИЯМИ
ВСНХ СССР

С. К. РУЖЕНЦЕВ
ИНЖ.-МЕХ.
ДОЦЕНТ МВТУ И ЛОМОНОСОВСКОГО ИНСТИТУТА

Б. А. ИВАНОВ
ИНЖ.-МЕХ.
ПРЕПОДАВАТЕЛЬ МВТУ И ЛОМОНОСОВСКОГО ИНСТИТУТА

ИЗ КНИГ
С. А. Сенчищева

ЗУБЧАТАЯ и ЧЕРВЯЧНАЯ ПЕРЕДАЧИ

РЕДУКТОРЫ

ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКОВСКОГО ВЫСШЕГО ТЕХНИЧЕСКОГО УЧИЛИЩА
МОСКВА — 1930

«Мосполиграф»
1 3-я типо-цинкография
«МЫСЛЬ ПЕЧАТНИКА»
Москва, Петровка, 17
Мособлит № 3542
Тираж 4.100
Заказ № 3184
9 1/2 п. л.

ОГЛАВЛЕНИЕ.

ЧАСТЬ I.

Зубчатая передача.

	Стр.
1. Зубчатая передача	5
2. Цилиндрическая зубчатая передача	6
3. Профилирование зубьев	9
4. Циклоидальное зацепление	10
5. Серии колес	16
6. Эвольвентное зацепление	17
7. Сравнение циклоидальных и эвольвентных зацеплений	21
8. Коэффициент полезного действия зубчатой передачи	22
9. Расчет зубчатых колес	—
10. Схема расчета приводной зубчатой передачи	30
11. Диаграмма Otto Gruson'a для расчета зубчатых колес	34
12. Расчет элементов зубчатых колес	36
13. Свертные зубчатые колеса	43
14. Вес зубчатых колес	44
15. Численные примеры	46

Коническая зубчатая передача.

1. Коническая зубчатая передача	51
2. Построение профилей зубьев	53
3. Построение зубьев конических колес	54
4. Расчет конической зубчатой передачи	55
5. Осевые давления	—
6. Расчет и конструирование элементов конических зубчатых колес	57

ЧАСТЬ II.

Червячная передача.

1. Червячная передача	60
2. Коэффициент полезного действия червячной передачи	64
3. Передаточное число	69
4. Расчет червячной передачи	71
5. Диаграмма Otto Gruson'a	83
6. Опоры червячной передачи	85
7. Примеры	86

ЧАСТЬ III.

Редукторы.

1. Редукторы	96
2. Цилиндрические зубчатые редукторы	—
3. Редукторы с параллельными валами	105
4. Одноосные редукторы	107
5. Планетарные редукторы	114
6. Сложные редукторы	119
7. Примеры	131

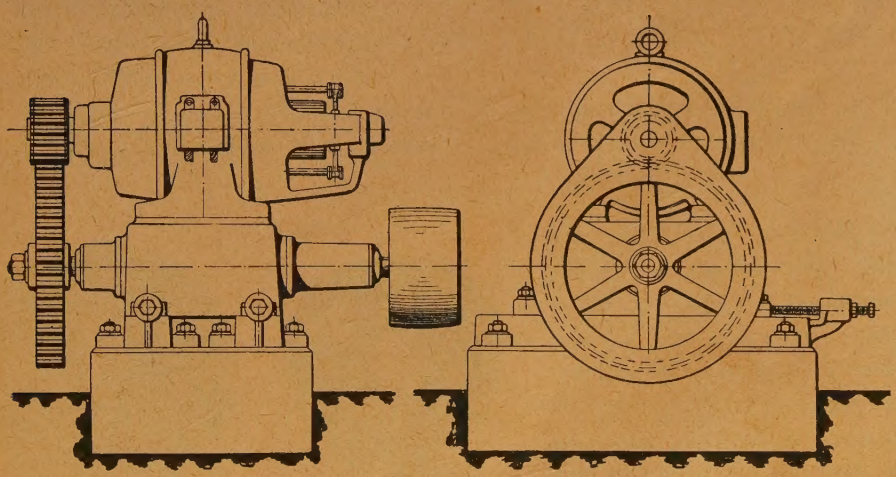
ИЗ КНИГ
С. А. Сенчигова

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ.

Зубчатая передача.

1. Зубчатая передача.

Зубчатая передача применяется там, где требуется передать движение или мощность между близко лежащими валами, или там, где требуется осуществить между числами оборотов валов постоянное или переменное соотношение, в последнем случае — повторяющееся через одни и те же промежутки времени и всегда по одному и тому же закону. На практике чаще всего применяется первый случай.



Фиг. 1.

Передача вращательного движения зубчатыми колесами может происходить при следующих расположениях валов.

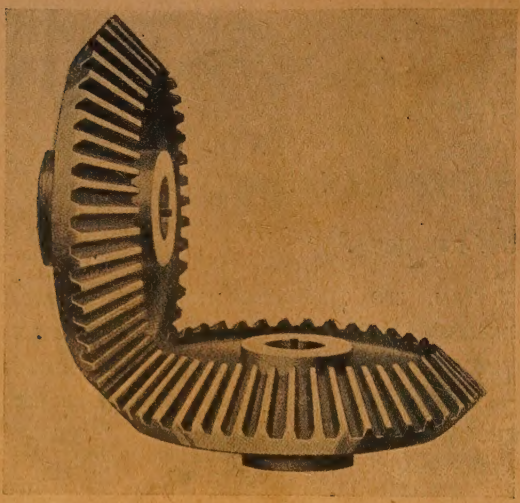
1. Оси валов параллельны — цилиндрическая зубчатая передача (фиг. 1)
2. Оси валов пересекаются — коническая зубчатая передача (фиг. 2).
3. Оси валов перекрещиваются — гиперболическая, винтовая или червячная передачи (фиг. 3).

Материалом для зубчатых колес служит, главным образом, чугун, в мощных передачах — сталь, реже — бронза, железо, прессованная кожа, фибра и пр. Встречаются колеса с вставными деревянными зубьями.

На фиг. 4 изображено колесо из прессованной кожи, а ниже, на фиг. 49, — часть обода конического колеса с вставными деревянными зубьями.

2. Цилиндрическая зубчатая передача.

При передаче движения цилиндрическими зубчатыми колесами всегда можно представить себе два, с ними связанные, воображаемые и соприкасающиеся друг с другом цилиндра, на которых во все время движения окружная скорость колес остается одной и той же (фиг. 5). Окружности оснований этих цилиндров носят название начальных или делительных окружностей.



Фиг. 2.

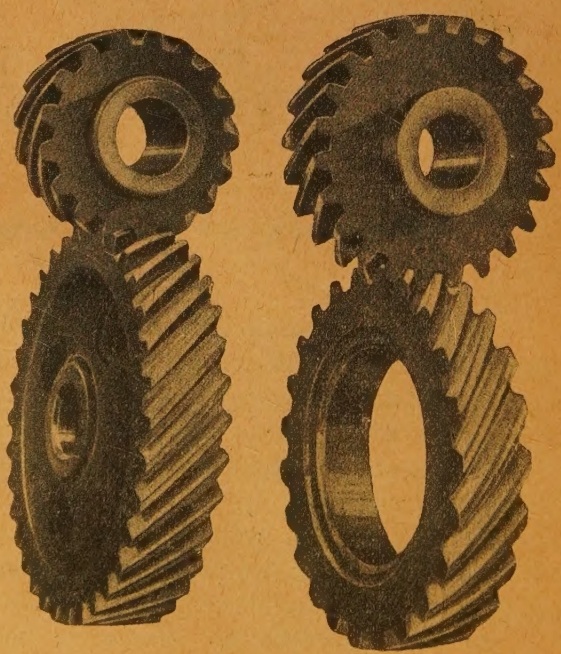
Точка касания C начальных окружностей называется полюсом вращения. Зубья цилиндрических колес представляют собою призмы (фиг. 6), поперечные сечения которых определяются теми или другими профилями, принятыми при их построении. Начальная окружность разделяет зуб на две части: на верхнюю — головку зуба h_1 — и на нижнюю — ножку зуба h_2.

Высота головки плюс высота ножки дают полную высоту зуба h:

$$h = h_1 + h_2.$$

Верхнее очертание головки зуба определяется окружностью выступов, а основания — окружностью впадин. Диаметр окружности выступов (внешней окружности) называется диаметром заточки, или обточки, или просто внешним диаметром, а диаметр окружности впадин (внутренней окружности) — внутренним диаметром.

Длина дуги s, которую зуб занимает по начальной окружности, называется толщиной зуба, а длина дуги s_1 — шириной впадины. Сумма дуг s и s_1 или, что все равно, расстояние между срединами двух соседних зубьев по на-



Фиг. 3.

чальной окружности называется шагом зацепления или просто шагом и обозначается буквою t

$$t = s + s_1.$$

Ясно, что для правильного зацепления двух колес, необходимо, чтобы шаг зацепления у них был одинаковой величины. Зацепление же считается правильным, если, при равномерном вращении одного колеса, другое колесо будет вращаться также равномерно.

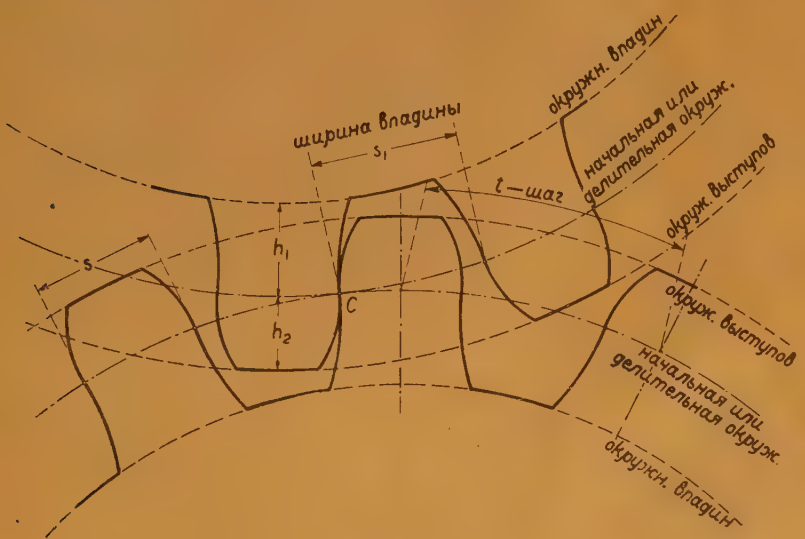
Фиг. 4.

Полная высота зуба h берется в большинстве случаев равной $0{,}7t$

$$h = 0{,}7t,$$

высота головки $h_1 = 0{,}3t$, а высота ножки $h_2 = 0{,}4t$.

За последнее время в Америке стали применять более низкие зубья с высотой головки $h_1 = 0{,}2t$ и высотой ножки $h_2 = 0{,}25t + 1{,}2$ мм. Применять такие зубья рекомендуется тогда, когда они идут в работу необработанными, а колеса работают при небольших скоростях. Низкие зубья, как более прочные, лучше выдерживают различные случайные ударные нагрузки, чего нельзя сказать про обычные нормальные зубья.



Фиг. 5.

Толщина зуба в необработанных колесах принимается равной $s = 0{,}48t$, а ширина впадины $s_1 = 0{,}52t$, так что боковой зазор получается равным $0{,}04t$. В колесах с обработанными зубьями принимают

$$s = 0{,}49t \quad \text{и} \quad s_1 = 0{,}51t,$$

при этом боковой зазор получается равным лишь $0{,}02t$.

Зазор $h_2 - h_1$ называется радиальным зазором, на плавность передачи он никакого влияния не оказывает, но брать его слишком большим не следует, так как увеличение зазора отражается на уменьшении прочности зуба.

В точных установках бокового зазора иногда не делают, тогда

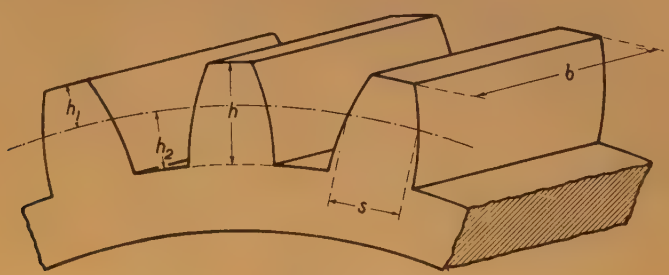
$$s = s_1 = 0{,}5t.$$

Длина зуба b берется равной от 2 до $5t$ и выше.

Если обозначить число зубьев на колесе через z, то очевидно, что

$$\pi D = zt, \qquad (1)$$

где D — диаметр начальной окружности или, как говорят, начальный диаметр.



Фиг. 6.

Делая шаг t равным целому числу, получают начальный диаметр в виде неправильной дроби и обратно, что следует из трансцендентности числа π.

За последнее время установились иные соотношения для зубчатых колес. Основным параметром — единицей, в которой выражаются размеры зубьев и колес, служит так называемый модуль зацепления m (в миллиметрах).

Модуль зацепления, или просто модуль, есть отношение $\frac{t}{\pi}$

$$m = \frac{t}{\pi}. \qquad (2)$$

Подставляя в выражение $\pi D = zt$ вместо шага зацепления t его значение через модуль, $t = m\pi$, будем иметь, что $\pi D = zm\pi$ или

$$D = mz, \qquad (3)$$

откуда

$$m = \frac{D}{z}, \qquad (4)$$

т. е. модуль есть число миллиметров диаметра начальной окружности, приходящееся на один зуб.

У американцев величина $m = \frac{D}{z}$ носит название диаметрального шага.

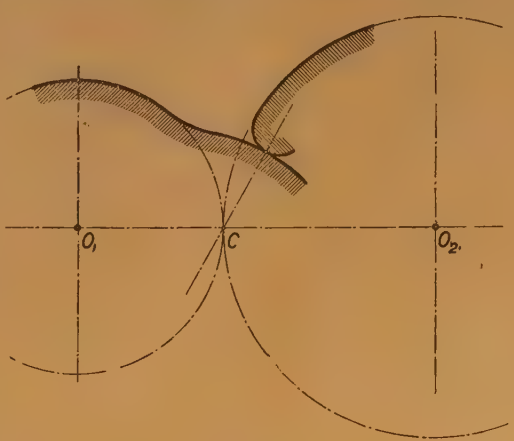
При измерении основных размеров зубчатых колес в модулях берут:

$h_1 = 1m$, $h_2 = 1{,}2m$ (часто $h_2 = 11{,}6m$) и $b = (7 \div 16)\ m$.

Введение модуля m упрощает все расчеты и в настоящее время модуль почти исключительно и применяется при расчетах.

3. Профилирование зубьев.

Там, где при работе зубчатых колес не требуется точного соотношения скоростей (как это имеет место в грубых, ручных передачах), за профили зубьев могут быть приняты произвольные кривые, лишь бы не было увязания зубьев одного колеса во впадинах другого. При требовании же выполнения постоянного соотношения угловых скоростей зубчатых колес, в особенности, когда эти колеса обладают большими массами или живой силой, необходимо профили зубьев выполнять, как этому учит прикладная механика[1]), по таким кривым, для которых нормаль в каждой точке соприкосновения профилей всегда проходит через полюс вращения C (фиг. 7). Такими кривыми — в практике построения зубчатых колес — служат циклические и эвольвентные кривые.



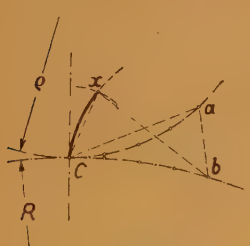
Фиг. 7.

К циклическим кривым относятся: эпициклоида, гипоциклоида и циклоида, а к эвольвентным кривым — развертка круга.

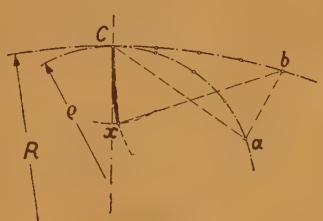
Эпициклоида Cx получается от качения без скольжения окружности радиуса ρ по внешней стороне окружности радиуса R (фиг. 8).

Гипоциклоида — от качения без скольжения окружности радиуса ρ по внутренней стороне окружности радиуса R (фиг. 9).

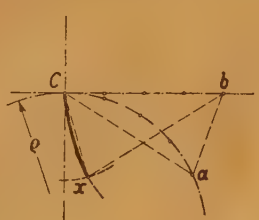
Циклоида — от качения без скольжения окружности радиуса ρ по прямой Cb (фиг. 10).



Фиг. 8.



Фиг. 9.



Фиг. 10.

Для всех этих кривых, как известно, имеют место следующие равенства:

$$\overline{ba} = \overline{Cx} \quad \text{и} \quad \overline{bx} = \overline{Ca}.$$

---

[1]) См. проф. Мерцалов, Н. И. „Прикладная механика“, ч. I. Изд. 1916 г.

От пересечения двух дуг, описанных из центров C и b радиусами Cx и bx, и получается произвольная точка x, лежащая на циклической кривой. Окружности радиусов ρ носят название образующих или производящих окружностей.

Фиг. 11.

Развертка круга описывается каждой точкой прямой, катящейся без скольжения по окружности. На фиг. 11 дано построение развертки ab круга.

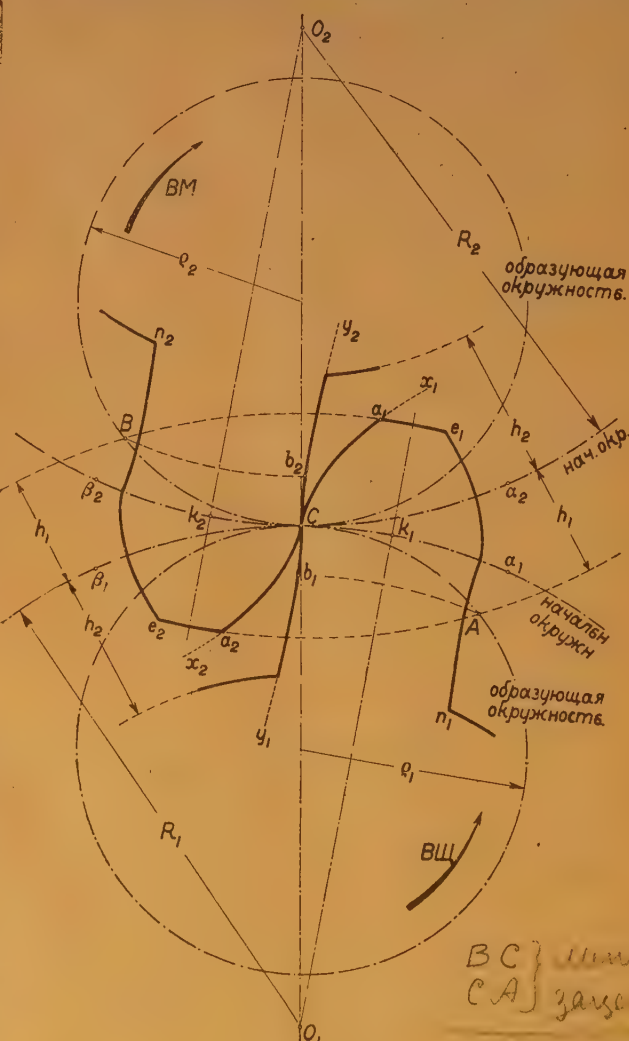
Основное соотношение для этой кривой:

$$\overline{Cb} = \widetilde{Ca}.$$

В настоящее время для профилей зубьев в большинстве случаев применяют развертку круга — эвольвенту.

4. Циклоидальное зацепление.

Примем окружности радиусов R_1 и R_2 за начальные окружности зубчатых колес, а окружности радиусов ρ_1 и ρ_2 за образующие или производящие окружности. Точка касания C окружностей R_1 и R_2 будет служить мгновенным полюсом вращения, а прямая O_1O_2, соединяющая центры O_1 и O_2 окружностей радиусов R_1 и R_2, — линией центров (фиг. 12).



Фиг. 12.

Если прокатывать без скольжения окружность ρ_2 по окружности R_1, то получим эпициклоиду Cx_1, а если прокатывать окружность ρ_1 по окружности R_1, то получим гипоциклоиду Cy_1.

Полученные кривые — эпициклоида Cx_1 и гипоциклоида Cy_1 — могут быть приняты за профили головки и ножки зуба нижнего колеса.

BC } линии
CA } зацепления
$\alpha_1\beta_1$ } дуги
$\alpha_2\beta_1$ } зацепления

Точно так же, прокатывая окружность ρ_1 по окружности R_2 и окружность ρ_2 по окружности R_2, получим профили Cx_2 и Cy_2 головки и ножки зуба верхнего колеса.

Откладывая вправо и влево по начальным окружностям от точки их касания C по половине толщины зуба $\overset{\smile}{Ck_1} = \overset{\smile}{Ck_2} = \frac{s}{2}$ и проводя через точки k_1 и k_2 радиусы O_1k_1 и O_2k_2, строим кривые e_1n_1 и e_2n_2, симметричные кривым x_1y_1 и x_2y_2. Проводя затем внешние и внутренние окружности, получим окончательную форму зубьев.

Из прикладной механики известно, что все последовательные точки касания зубьев за время их соприкосновения лежат на образующих окружностях ρ_1 и ρ_2, которые, таким образом, являются линиями зацепления. При вращении колес по стрелкам, как указано на чертеже, нижний зуб встретится впервые с верхним в точке A, а разойдется с ним в точке B, так что зацепление начнется в точке A и кончится в точке B. Из фиг. 12 видно, что длину линии зацепления ограничивают окружности выступов зубьев: чем больше радиус этих окружностей, т. е., чем выше зуб, тем больше рабочая длина линии зацепления и наоборот.

За время зацепления зубьев начальные окружности прокатываются друг по другу по дуге $\alpha_1\beta_1$, равной $\alpha_2\beta_2$, при чем

$$\overset{\smile}{\alpha_1\beta_1} = \overset{\smile}{\alpha_2\beta_2} = \overset{\smile}{AC} + \overset{\smile}{CB}.$$

Дуги $\alpha_1\beta_1$ и $\alpha_2\beta_2$ называются дугами зацепления.

Для того чтобы передача была плавной, безударной, необходимо, чтобы в зацеплении находилось больше одной пары зубьев; в противном случае, одна пара зубьев уже разойдется в зацеплении, а другая еще не войдет в зацепление и колеса потеряют определенность движения. Может случиться, что зуб одного не попадет во впадину другого, произойдет остановка, а иногда и поломка зубьев. Поэтому всегда необходимо, чтобы длина дуги зацепления была больше шага зацепления t.

Отношение дуги зацепления к шагу t носит название продолжительности зацепления

$$\tau = \frac{\overset{\smile}{\alpha_1\beta_1}}{t} = \frac{\overset{\smile}{\alpha_2\beta_2}}{t}.$$

Наиболее совершенной передачей считается та, у которой в зацеплении все время находятся две пары зубцов, т. е. та, у которой $\tau \geqslant 2$. Как минимум принимается $\tau = 1{,}1$.

При проектировании зацепления определяют дугу зацепления $\alpha\beta$ и находят отношение ее к шагу t. Если это отношение не удовлетворяет требованиям передачи, то следует увеличить дугу зацепления, а, следовательно, и линию зацепления. Увеличение линии зацепления можно получить, увеличивая высоту головки зуба h_1, но увеличение головки h_1 уменьшает крепость зуба, поэтому обычно, вместо увеличения головки h_1, увеличивают радиусы образующих кругов. Чем больше радиусы образующих

окружностей, тем большее число зубьев будет находиться в зацеплении и, следовательно, тем меньше будет давление на отдельные зубья, вследствие чего получится более спокойный ход.

При увеличении радиусов образующих окружностей меняется и вид эпициклоиды и гипоциклоиды, а нормальное давление между зубьями будет все больше приближаться к направлению касательной к начальным окружностям.

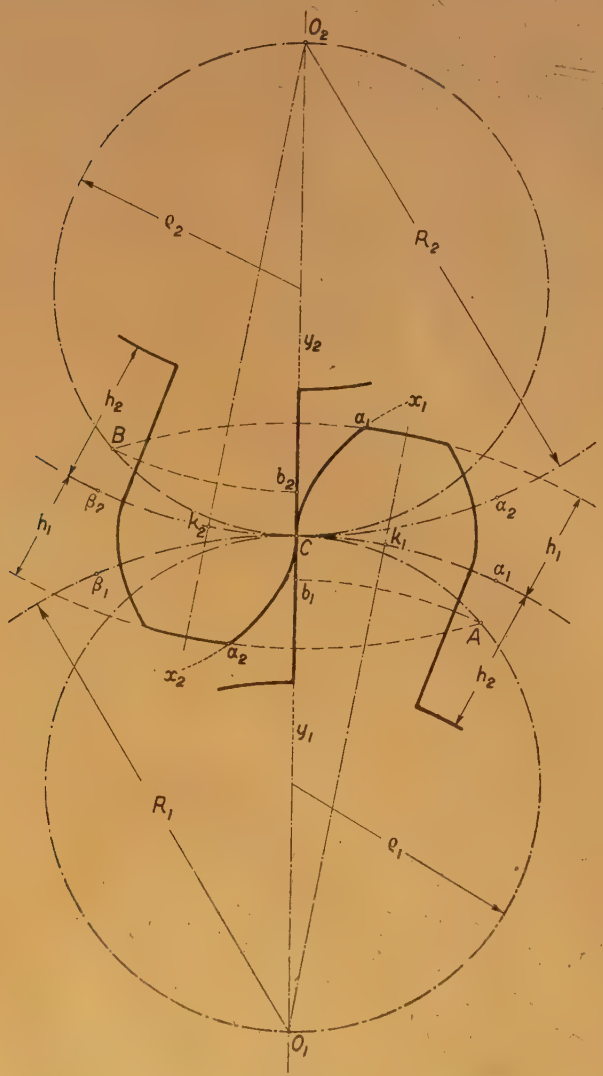
В момент начала зацепления, т. е. в точке A, зубья колес касаются между собою точками b_1 и a_2, при касании на линии центров они касаются друг друга в точке C, следовательно, за это время головка верхнего зуба катится и скользит по ножке нижнего зуба. Величина скольжения ран а

$$\overset{\frown}{a_2C} - \overset{\frown}{b_1C}.$$

За линией зацепления скользить уже будет головка ведущего зуба по ножке ведомого. Величина скольжения равна

$$\overset{\frown}{Ca_1} - \overset{\frown}{Cb_2}.$$

Скольжение же, как известно, влечет за собою трение, ибо зубья прижаты друг к другу некоторым нормальным усилием. Итак, при передаче движения зубчатыми колесами имеется трение, а, следовательно, нагревание и износ между зубьями колес.



Фиг. 13.

При $2\rho < R$ ножки зубьев у основания получаются толще, чем на начальных окружностях. При увеличении диаметров образующих кругов до величин, равных радиусам начальных окружностей ($2\rho = R$), гипоциклоиды, образующие ножки зубьев, обращаются в прямые, направленные к центрам начальных окружностей (фиг. 13), и ножки зубьев у основания будут тоньше, чем на начальных окружностях,— зуб будет слабее.

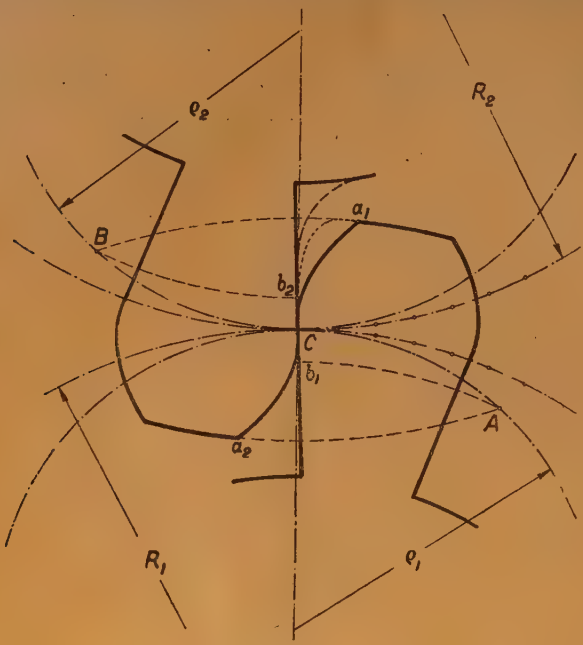
ИЗ КНИГ
С. А. Сенчищева

Кроме того, увеличение линии зацепления сказывается и на увеличении пути скольжения головки одного зуба по ножке другого, что увеличивает работу трения, а следовательно, и износ зубьев. При $2\rho > R$ линия зацепления еще больше увеличивается (фиг. 14), увеличивается и скольжение одного зуба по другому, так как длины Cb_1 и Cb_2 — рабочие части ножек зубьев — получаются весьма небольшими. Ножка зуба еще более утоньшается к основанию, зуб становится все слабее.

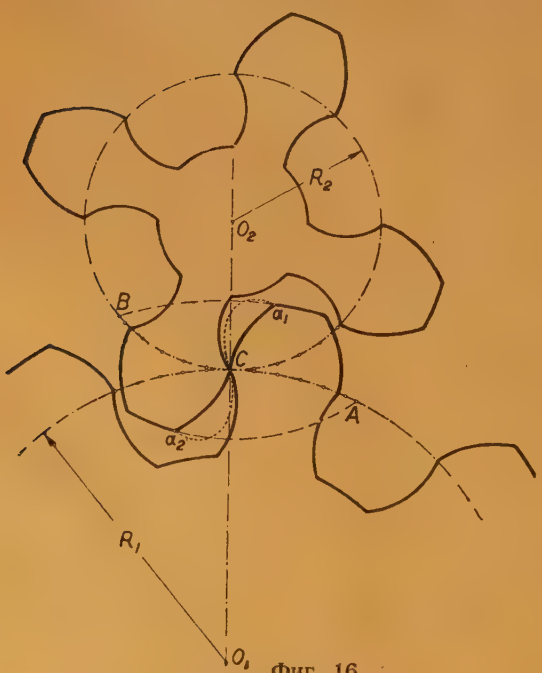
Фиг. 14.

Для увеличения прочности зуба его ножку, начиная от точки b_1, можно уширить, но так, чтобы головка зуба другого колеса не увязла во впадине первого. Для этого строят траекторию движения головки, утолщение ножки зуба может простираться от нижних точек касания b_1 и b_2 до траектории головки (фиг. 15).

При $\rho = R$ (фиг. 16) гипоциклоида превращается в точку, с которой и будет все время соприкасаться головка зуба. Такое зацепление называется точечным.



Фиг. 15.



Фиг. 16.

Ножка зуба в этом зацеплении совсем не работает, а потому может быть выполнена по произвольной кривой, но при условии, чтобы головка зуба не задевала за нее. Линия зацепления — $\overset{\frown}{ACB}$.

Применяется это зацепление там, где необходимо иметь минимальное число зубьев, напр., 4, как у вагонных домкратов. Недостаток такого зацепления — быстрое истирание зубьев, а потому оно применяется лишь по необходимости.

Для трансмиссионной зубчатой передачи диаметры образующих окружностей берут обычно:

$$\frac{\rho_1}{R_1} = \frac{\rho_2}{R_2} = 0{,}4.$$

При деревянных зубьях диаметры производящих окружностей берут равными радиусам начальных окружностей:

$$2\rho_1 = R_1 \quad \text{и} \quad 2\rho_2 = R_2,$$

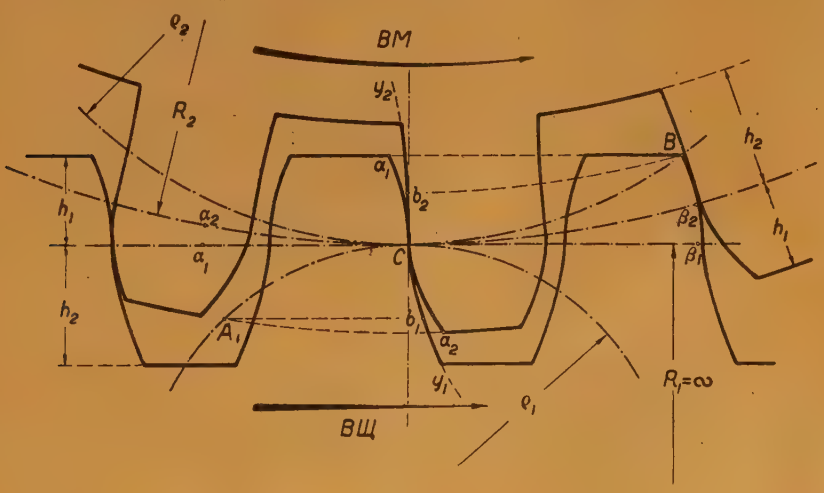
так что профиль головки у такого зуба — эпициклоида, а ножка — радиальная прямая.

На плавность работы зубчатой передачи оказывает влияние, кроме величины радиусов образующих окружностей, еще и число зубьев на малом колесе.

При циклическом зацеплении, при $\rho = 0{,}4R$ и $h_1 = 0{,}3t$, для плавности передачи необходимо иметь на меньшем колесе для продолжительности зацепления $\tau = 2$ следующие числа зубьев.

ТАБЛИЦА 1.

Передаточное число i [1])		1	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6—7	8—9	10
Число зубьев z	при $\rho = 0{,}4R$	36	30	27	23	22	21	20	19	18
	при $\rho = 0{,}5R$	31	26	23	20	19	18	17	17	17



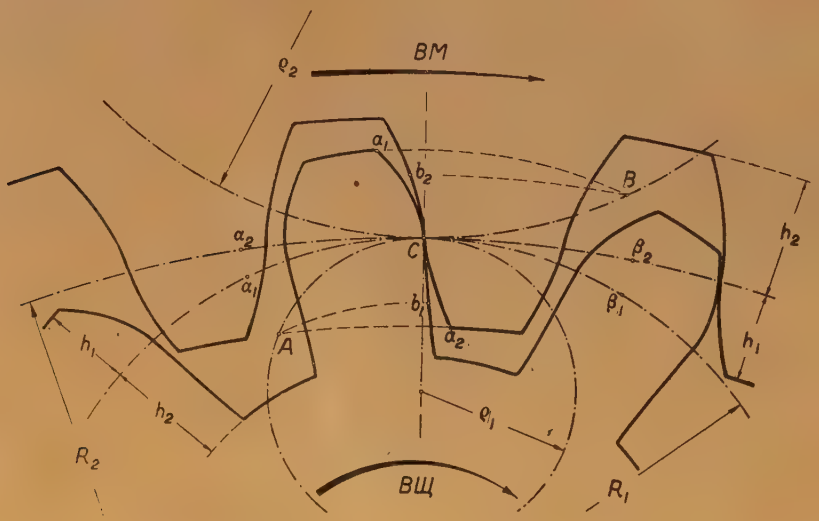
Фиг. 17.

В случае, если радиус одной из начальных окружностей превращается в бесконечность ($R = \infty$), то получается так называемое реечное зацепление (фиг. 17).

[1]) См. стр. 23.

Качением окружности ρ_2 по прямой получают циклоиду Ca_1 — профиль головки зуба рейки, а качением по окружности R_2 — гипоциклоиду Cy_2, профиль ножки зуба колеса. Качением окружности ρ_1 по прямой — циклоиду Cy_1, профиль ножки зуба рейки, а по окружности R_2 — эпициклоиду Ca_2, профиль головки зуба колеса.

На фиг. 18 дано построение внутреннего зацепления, оно имеет место при расположении валов зубчатых колес по одну сторону от общей точки касания C.



Фиг. 18.

При внутреннем зацеплении оба колеса вращаются в одну и ту же сторону. Головка зуба малого колеса (шестерни) очерчена по эпициклоиде, а ножка — по гипоциклоиде. Головка зуба большого колеса очерчена по гипоциклоиде, а ножка по эпициклоиде.

При $\rho = 0{,}4\,R$ и $\tau = 2$ наименьшее число зубьев на малом колесе при внутреннем зацеплении необходимо иметь:

ТАБЛИЦА 2.

Передаточное число i [1]) .	1,5	2	3	4—5	6—7	8—9	10
Число зубьев z	23	22	21	20	19	18	17

При сравнении данных таблиц 1 и 2 видно, что внутреннее зацепление в смысле плавности хода более благоприятно; оно требует меньшего числа зубьев на шестерне, а это последнее отражается на величине колес в смысле их уменьшения.

5. Серии колес.

На выбор величины ρ оказывает влияние и то обстоятельство, имеются ли в зацеплении только два определенных колеса или приходится

[1]) См. стр. 23.

вводить в передачу набор (серию) колес, например, при требовании изменения угловых скоростей, что имеет место в токарных станках. В первом случае радиусы образующих колес могут быть выбраны какими угодно лишь бы удовлетворялось неравенство

$$2\rho_1 < R_1 \quad \text{и} \quad 2\rho_2 < R_2.$$

Во втором случае при введении в работу серии колес необходимо, чтобы колеса имели не только одинаковые величины t, h_1, h_2 и b, но и такие очертания зубьев, при которых зацепление всех колес набора было бы правильное.

Последнее достигается тем, что колеса должны иметь тождественные линии зацепления, что ведет к тому, чтобы у всех колес были одинаковые радиусы образующих окружностей, т. е.

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = \rho_4 = \ldots = \rho.$$

Выбор величины ρ производится таким образом, что у наименьшего колеса допускается ножка зуба с прямолинейным очертанием. Обозначим радиус начальной окружности наименьшего колеса через R, а число зубьев через z, тогда

$$2\pi\rho = \pi R = \frac{zt}{2},$$

откуда

$$\rho = \frac{z}{4}\frac{t}{\pi} = 0{,}25\ zm.$$

При	$z =$	10	11	12	13	14	20
	$\rho : m =$	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	5,0

На практике у меньшего колеса серии принимают $z = 12 \div 15$.

6. Эвольвентное зацепление.

При построении профилей зубьев по эвольвенте принимают две окружности радиусов R_1 и R_2, касающиеся друг друга в точке C, за начальные. Затем проводят через точку C (полюс) прямую NN, наклоненную к линии центров O_1O_2 под углом α в пределах от 70 до 80°, в среднем под углом в 75°. Опускают из центров O_1 и O_2 на эту прямую перпендикуляры, которые и принимают за радиусы ρ_1 и ρ_2 образующих окружностей (фиг. 19), причем, как видно из чертежа,

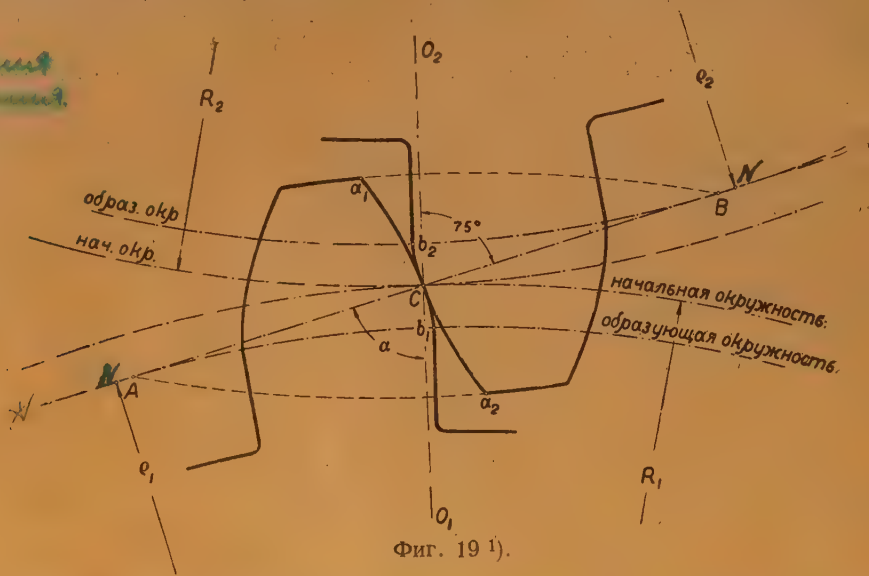
$$\rho_1 = R_1 \cdot \sin 75° \quad \text{и} \quad \rho_2 = R_2 \cdot \sin 75°.$$

Точка C прямой NN при качении этой прямой по окружности S_1 опишет эвольвенту b_1Ca_1, а при прокатывании прямой NN по окружности радиуса ρ_2 — эвольвенту b_2Ca_2. Принимая эти эвольвенты за профили зубьев, сможем построением получить и самые зубья (построение проделывается таким же путем, как и при циклоидальном зацеплении).

Линией зацепления, как это известно из прикладной механики, будет служить сама прямая NN, так как эта прямая, в данном случае, представляет собою образующий круг бесконечно большого диаметра. Определяя

точки A и B пересечения окружностей, ограничивающих высоту головок, с линией зацепления, мы получим рабочий отрезок AB линии зацепления.

Для того чтобы при работе передачи не было ущемления зубьев, необходимо, чтобы точки A и B лежали внутри отрезка прямой NN, образуемого основаниями радиусов ρ_1 и ρ_2. Длина дуги зацепления равняется здесь линии зацепления, деленной на $\sin\alpha$.



Фиг. 19 [1]).

Для увеличения плавности необходимо, как мы знаем, увеличивать длину дуги зацепления.

Увеличение это может быть достигнуто либо через увеличение высоты головки зубьев, либо увеличением угла α. Весьма большое увеличение головки зуба может повести к его увязанию. Кроме высоты головки, в увязании зубьев играет роль и число их на меньшем колесе.

Чтобы избежать увязания головки зуба во впадине, необходимо, чтобы наименьшее колесо имело при

передаточном числе $i =$	1:1	3:2	2:1	3:1	4:1	6:1
число зубьев z не менее	21	23	25	26	27	28

При угле $\alpha = 75°$ плавность передачи τ получается равной 2. При $\tau = 3$ угол α нужно брать равным 81,5°. При нахождении в зацеплении одной пары зубьев угол α получается равным 66°.

Продолжительность зацепления τ при эвольвентных профилях зубьев равна

$$\tau = \frac{l}{t}\frac{R}{\rho} = \frac{l}{t}\frac{R}{R\sin\alpha} = \frac{l}{t\sin\alpha},$$

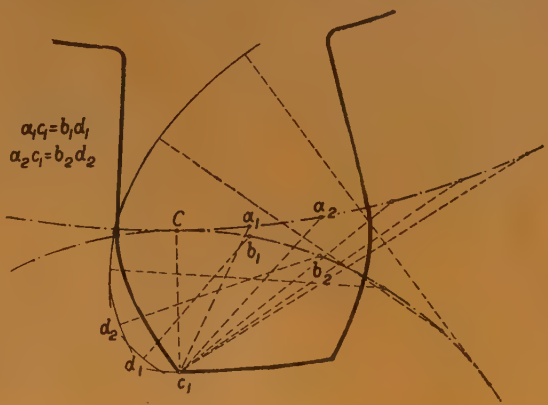
где l — длина линии зацепления AB.

Часто для предотвращения увязания уменьшают высоту головки зуба большего колеса и увеличивают головку зуба у меньшего колеса. Высоту головки меньшего, ведущего колеса берут равной $1{,}5\,m$, а ножки — $0{,}7\,m$.

[1]) У оснований радиусов ρ_1 и ρ_2 надлежит поставить буквы NN.

Высоту головки большего, ведомого колеса берут равной $0{,}5\,m$, а ножки— $1{,}7\,m$. Это укорачивание производится в том случае, когда дуга зацепления больше отрезка линии NN, заключенного между основаниями ρ_1 и ρ_2.

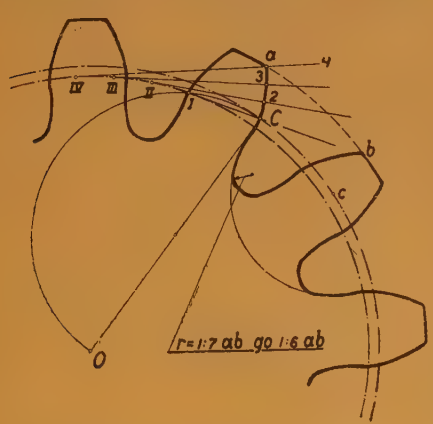
Подрез головкой ножки зуба тем больше, чем меньше число зубьев. Минимальное число зубьев, при котором ножка еще достаточно прочна, равно 12. Ниже этого числа ослабление ножки столь значительно, что колесо не может быть применено для передачи усилия.



Фиг. 20.

При эвольвентном зацеплении головка и часть ножки зуба до образующей окружности вычерчиваются по одной и той же кривой — развертке круга. Профиль ножки зуба ниже образующей окружности может быть взят по произвольной кривой, но такой, чтобы головка зуба другого колеса при своем движении не задевала бы за ножку зуба первого колеса. На фиг. 20 дано построение траектории точки головки зуба при его движении.

Часто в колесах с 12—13 зубьями впадину зуба вниз от основной окружности ограничивают параллельными гранями на длину примерно $\frac{1}{3}m$, в колесах с 14—16 зубьями на длину $\simeq \frac{1}{6}m$, а в колесах с числом зубьев z большим 20 впадины зубьев не имеют параллельных граней. Они очерчиваются вниз от образующей окружности по дуге круга с центром в точке c на начальной окружности в середине соседнего зуба (фиг. 21).

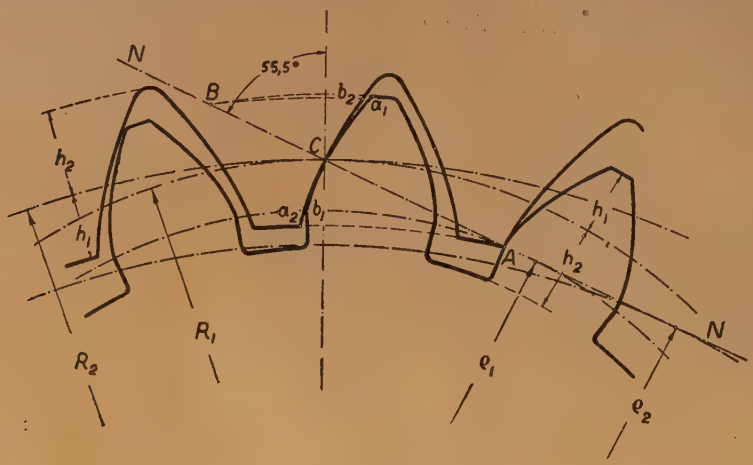


Фиг. 21.

На фиг. 22 дано внутреннее зацепление, а на фиг. 23 — реечное.

При эвольвентном зацеплении направление нормального давления между зубьями постоянно, оно совпадает с прямой NN. Следовательно, при эвольвентном зацеплении, как и при циклоидальном, имеет место радиальное давление, направленное к центру колеса. Эта сила давит на вал, заставляя его деформироваться, пружинить. При малых основных окружностях зубья получаются очень острые (фиг. 22), а чем острее зуб, тем больше величина радиальной силы, тем больше давление на вал. Кроме того, острые зубья легче ломаются, быстрее срабатываются, а потому применение их нежелательно.

При эвольвентном зацеплении, как и при циклоидальном, имеет место скольжение головки одного зуба по части ножки другого, это скольжение ведет к появлению трения, а следовательно, и к износу зубьев.

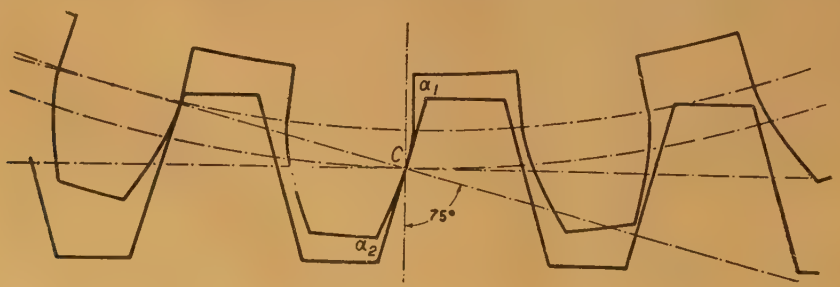


Фиг. 22.

Каждому образующему кругу отвечает только одна эвольвента, а потому последняя не зависит от положения производящей линии *NN*. При изменении расстояния между центрами колес профили будут соприкасаться между собою в точке *C*, делящей линию центров всегда в одном и том же отношении

$$R_1 : R_2 = \rho_1 : \rho_2,$$

так как нормали к профилям в этой точке будут всегда касательны к окружностям радиусов ρ_1 и ρ_2. Поэтому при эвольвентном зацеплении зубчатые колеса могут в известных пределах сближаться или отдаляться друг от друга, не нарушая тем самым правильности зацепления.



Фиг. 23.

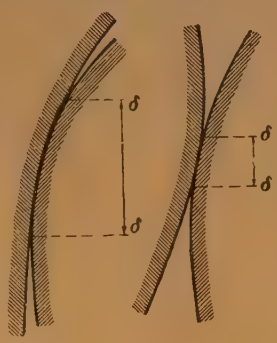
При зацеплении двух произвольных, не принадлежащих к серии колес, величина угла α может быть взята какая угодно, лишь бы соблюдалось равенство

$$R_1 : R_2 = \rho_1 : \rho_2.$$

Если же колеса входят в серию, то для всех колес величина угла α должна быть одинакова, обычно его берут равным 75°.

7. Сравнение циклоидальных и эвольвентных зацеплений.

При циклическом зацеплении выпуклая поверхность головки зуба ведущего колеса скользит по вогнутой поверхности ножки ведомого колеса, а при эвольвентном зацеплении — выпуклая поверхность головки зуба скользит по выпуклой поверхности ножки другого зуба. В первом случае давление смятия распространяется на большую поверхность, чем во втором (фиг. 24), а потому и износ зубьев, очерченных по циклическим кривым, будет при всех остальных равных условиях меньше, чем у зубьев, очерченных по эвольвенте. При больших скоростях при циклическом зацеплении устраняется опасность нагревания.

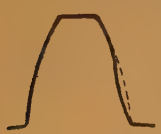


Фиг. 24.

Опыты Баха показывают, что эвольвентный профиль по мере истирания зуба постепенно обращается в профиль близкий к циклическому [1]) (фиг. 25). Поэтому там, где имеет место значительная скорость, циклическое зацепление следует считать более уместным.

Но при циклических профилях правильное зацепление осуществляется лишь только тогда, когда начальные окружности соприкасаются, т. е. тогда, когда расстояние между центрами валов равно сумме радиусов колес, в противном случае возможно соприкосновение головки зуба одного колеса с ножкой зуба другого или ножки одного зуба с ножкой другого.

При эвольвентных профилях расстояние между центрами валов, как мы уже это выяснили выше, особого значения не имеет. С этой точки зрения заслуживают предпочтение зубчатые колеса с зубьями, профилированными по эвольвенте.


Фиг. 25.

Невозможность установки зубчатых колес с циклоидальными профилями зубьев с безошибочной точностью (расстояние между центрами колес должно точно равняться сумме радиусов начальных окружностей) сводит на нет все их преимущества по сравнению с колесами, зубья которых профилированы по эвольвенте, а потому циклоидальное зацепление рекомендуется лишь в исключительных случаях, когда преследуются особые цели.

При циклическом зацеплении направление и величина нормального давления на зуб все время меняются, а при эвольвентном зацеплении остаются постоянными, направленными по линии зацепления.

При эвольвентном зацеплении зубья бывают прочнее, чем при циклическом, так как их к основанию всегда уширяют, а потому при эвольвентном зацеплении можно передавать бо́льшие усилия, чем при циклоидальном при одном и том же шаге t.

---

[1]) Для устранения недостатков циклоидального и эвольвентного зацеплений завод Fr. Stolzenberg & C⁰ применяет при проектировании зубчатых колес так называемое о з о и д а л ь н о е з а ц е п л е н и е, при котором линия зацепления имеет ту форму, к которой при изнашивании стремятся циклоида и эвольвента.

Минимальное число зубьев на шестерне при циклическом зацеплении - - 11, а при эвольвентном — 15, что, естественно, отражается на весе колес. Так как при одинаковых условиях плавности число зубьев при циклическом зацеплении будет меньше чем при эвольвентном (таблицы 1 и 2), то и потеря работы на трение в первом случае будет несколько меньше, чем во втором.

Зуб, очерченный по эвольвенте, легче выполнить, чем очерченный по циклическим кривым, так как в первом случае имеет место лишь одна кривая, а во втором — две (точка перегиба).

8. Коэффициент полезного действия зубчатой передачи.

При передаче работы зубчатыми колесами часть ее тратится на преодоление сопротивления силы трения на поверхностях зубьев при их скольжении друг по другу, а часть — на преодоление трения в подшипниках валов. Трение на поверхностях зубьев зависит от материала и состояния их поверхностей. Для колес с необработанными зубьями коэффициент трения будет больше, чем для колес с зубьями обработанными. Для зубчатых колес, работающих в масляной ванне, коэффициент трения еще более понижается.

При просчетах можно задаваться следующими величинами коэффициента полезного действия.

ТАБЛИЦА 3.

Зубья / К. П. Д.	Литые, необработанные		Фрезерованные	
	новые	приработавшиеся	новые	приработавшиеся
η	0,7 до 0,85	0,93	0,95	0,97—0,98

9. Расчет зубчатых колес.

Кинематические соотношения.

Пусть имеются в зацеплении два зубчатых колеса O_1 и O_2.

Обозначим:

число оборотов первого колеса через n_1, а второго через n_2
начальный диаметр » » » D_1, » » D_2
шаг » » » t_1 » » t
ширину зуба » » » b_1 » » b
число зубьев » » » z_1, » » z_2
момент, передаваемый первым колесом, M_1, а вторым M_2.

Величину нормального давления между зубьями заменяют усилием $P = \frac{M_1}{R_1} = \frac{M_2}{R_2}$, которое и называют окружным усилием. Окружное усилие проходит через точку касания начальных окружностей и перпендикулярно к линии центров.

При правильном зацеплении скорости на начальных окружностях должны быть равны между собою, т. е.

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi D_2 n_2}{60},$$

откуда

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2}.$$

С другой стороны, в виду того, что $\pi D_1 = z_1 t$ и $\pi D_2 = z_2 t$, имеем

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{z_1}{z_2},$$

а так как $M_1 = PR_1$ и $M_2 = PR_2$, то

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{M_1}{M_2}.$$

Сопоставляя все это вместе, получим

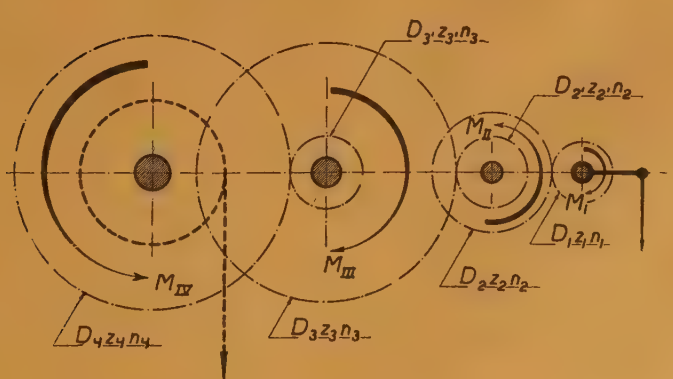
$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{M_1}{M_2}. \qquad (5)$$

Величина i называется передаточным числом.

Из формулы (5) видно, что в цилиндрической зубчатой передаче диаметры колес прямо пропорциональны числам зубьев и передаваемым ими моментам и обратно-пропорциональны числам оборотов, так что при преобразовании быстрого вращения в медленное увеличивается передаваемый момент и обратно. Если имеется передача, состоящая из нескольких пар зубчатых колес (фиг. 26), то для каждой отдельной пары колес будем иметь:

$$i_1 = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{M_1}{M_2}, \quad i_2 = \frac{n_3}{n_2} = \frac{D_2'}{D_3} = \frac{z_2'}{z_3} = \frac{M_2}{M_3},$$

$$i_3 = \frac{n_4}{n_3} = \frac{D_3'}{D_4} = \frac{z_3'}{z_4} = \frac{M_3}{M_4}.$$



Фиг. 26.

Полное же передаточное число получится как частное от разделения M_1 на M_4, т. е.

$$i = \frac{M_1}{M_4},$$

но

$$M_1 = i_1 M_2, \quad M_2 = i_2 M_3 \quad \text{и} \quad M_3 = i_3 M_4,$$

а потому

$$i = \frac{M_1}{M_4} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3, \qquad (6)$$

т. е. полное передаточное число всей передачи равно произведению передаточных чисел отдельных зубчатых передач, входящих в состав всей передачи.

Такова теоретическая кинематическая зависимость.

На практике она корректируется—приходится вводить в зависимость между M_1 и M_4 некоторый коэффициент, учитывающий потерю мощности на преодоление работы трения как в самих зубчатых колесах, так и в подшипниках для валов.

Этот коэффициент, как мы знаем, называется коэффициентом полезного действия.

Вводя его в вышеполученные зависимости, будем иметь:

$$M_1 = \frac{i_1 M_2}{\eta_1}; \quad M_2 = \frac{i_2 M_3}{\eta_2}; \quad M_3 = \frac{i_3 M_4}{\eta_3};$$

откуда

$$M_1 = \frac{i_1 i_2 i_3 M_4}{\eta_1 \eta_2 \eta_3}.$$

Принимая $\eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = \eta$, получим

$$M_1 = \frac{i_1 i_2 i_3 M_4}{\eta^3} \quad \text{или} \quad M_1 = \frac{i M_4}{\eta^3}.$$

Значения коэффициента полезного действия приведены выше.

Передаточное число может быть как целым, так и дробным. Если речь идет о передаче более или менее значительного, постоянного усилия и требуется получить плавный ход, то необходимо, чтобы зубья как можно быстрее приработались друг к другу, а это будет, как известно, тогда, когда работать придется друг с другом одним и тем же зубьям. В этом случае наиболее выгодными являются передачи с передаточным числом $i = 1$, несколько менее совершенны передачи при $i = \frac{1}{2}, \frac{1}{3}, \frac{1}{4}$ и т. д. и совершенно невыгодны те передачи, у которых передаточные числа являются дробями, числитель и знаменатель которых—числа первые между собою, например, $^{11}/_{19}$, $^{17}/_{21}$ и т. д.

Если же требуется передавать усилия, периодически меняющиеся за один оборот (напр., от шатунного механизма) от $+\max$ до $-\max$, то для более равномерного изнашивания зубьев берут для передаточных чисел i простые отношения 2:5, 3:7 и т. д., так как при передаточных числах

1 : 1, 1 : 2 и т. д. одним и тем же зубьям пришлось бы испытывать постоянно наибольшие усилия, а другим — наименьшие, износ зубьев в этом последнем случае был бы неравномерный, что, очевидно, невыгодно.

Максимально допустимой величиной для передаточного числа i в ручных механизмах (лебедках) считается $i_{max} = 1:10$, в приводных передачах при небольшом числе оборотов $i_{max} = 1:6 - 1:7$. В тяжелых передачах, напр., от паровой машины или турбины $i_{max} = 1:4 - 1:5$.

Что касается числа зубьев, то наименьшее число зубьев берут:

в домкратах	$z \geqslant 4$
» ручных передачах	$z = 10—11$
» приводных передачах	$z = 24$
» передачах от водяных колес	$z = 36—40$
» » » паров. машин	$z = 60$

Чем плавнее и долговечнее желают получить передачу, тем большее число зубьев берут на меньшем колесе. При свертных (разъемных) колесах число зубьев должно быть кратным числу отдельных свертных частей колеса. При деревянных вставных зубьях число зубьев должно быть кратным числу спиц колеса.

Основными параметрами зубчатых колес являются величина шага t и число зубьев z. При их определении принимают во внимание те факторы и те условия, при которых приходится работать зубчатой передаче, а именно:

а) сочетание и качество материала зубчатых колес,

б) размеры передачи и передаваемая мощность,

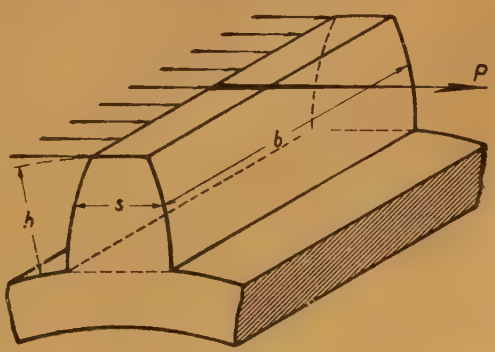
в) условия рабочего режима и

г) окружная скорость на начальных окружностях колес.

Все эти факторы влияют, как мы увидим дальше, на размеры колес либо в сторону их увеличения, либо, наоборот, — в сторону уменьшения.

При расчете колес полагают, что передача производится лишь одной парой зубьев, что в действительности может иметь место лишь при $\tau < 2$.

При $\tau \geqslant 2$ в зацеплении участвуют более чем два зуба, а потому на каждый зуб будет действовать уже не полное окружное усилие P, а лишь часть его; однако, и здесь — ради прочности зубьев — принимают, что на зуб действует полное усилие P, по которому он и просчитывается.



Фиг. 27.

Далее полагают, что окружное усилие действует на зуб по окружности выступов (фиг. 27).

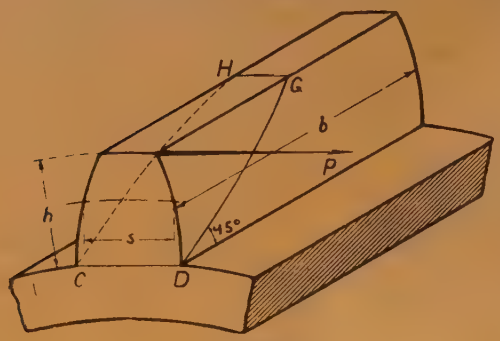
Рассматривая зуб как балку, защемленную у основания, можем написать условия его сопротивляемости изгибу и найти то напряжение изгиба, с которым он работает.

$$Ph = \frac{bs^2}{6} k_{из},$$

откуда

$$k_{из} = \frac{6Ph}{bs^2}.$$

В ручных передачах, при литых зубьях, плохом уходе и плохой смазке может случиться, что два зуба соприкоснутся не по всей своей длине b, а углами (фиг. 28).



Фиг. 28.

В этом случае появляется опасность излома по некоторой плоскости $CDGH$, наклоненной, как это доказывается в курсах сопротивления материалов [1]), к образующей зуба под углом в 45°, при чем напряжение на изгиб в этом случае будет:

$$k'_{из} = \frac{3P}{s^2}.$$

Беря отношение

$$\frac{k_{из}}{k'_{из}} = \frac{6Ph}{bs^2} : \frac{3P}{s^2} = \frac{2h}{b} = \frac{2 \cdot 0{,}7t}{b} = \frac{1{,}4t}{b},$$

будем иметь, что при $b > 1{,}4t$ и $k'_{из}$ будет больше $k_{из}$, т. е. опаснее отламывание угла зуба; при $b < 1{,}4t$ и $k'_{из}$ будет меньше $k_{из}$, т. е. опаснее излом зуба у основания. Приравнивая $k'_{из} = k_{из}$, т. е. считая зуб равнопрочным как в случае равномерно-распределенной нагрузки, так и в случае приложения нагрузки в углу зуба, будем иметь, что $b = 1{,}4t$.

Проф. Бах считает, что допущение действия давления на край зуба— вещь очень грубая и мало вероятная, но, во избежение перекашивания и перемещения нагрузки к концу зуба, принимает за крайний предел не

$$b = 1{,}4, \quad \text{а} \quad b = 2t.$$

Увеличение длины зуба b более $2t$ в ручных, грубых передачах не увеличивает прочности зуба, а потому ее никогда в этих случаях и не берут более $2t$. Иногда даже берут $b < 2t$.

В приводных передачах с быстрым движением, при нарезных зубьях, хорошей установке и правильном уходе имеется полная возможность прилегания зубьев друг к другу по всей их длине. Окружное усилие в этом случае будет равномерно распределяться по всей длине зуба. В этих условиях с целью получить меньшее давление на единицу зуба и, следовательно, меньшее его изнашивание берут b равным от $3t$ до $6t$; чем лучше установка и чем больше передаваемая мощность, тем больше берется b.

Трансмиссионные зубчатые колеса обычно имеют длину зуба $b = 3t$ или в модулях $b = 10m$.

---

[1]) См. напр. проф. П. К. Худяков „Сопротивление материалов“.

Данными для расчета вновь проектируемых зубчатых колес или для проверки существующих могут быть даны либо окружное усилие $P_{кг}$, либо передаваемый крутящий момент $M_{кг\,см}$, либо мощность $N_{лс}$.

Из условий сопротивляемости зуба изгибу можно получить, смотря по тому, какая величина дана, следующие выражения для шага t.

I. Дано окружное усилие $P_{кг}$.

Для наиболее невыгодного налажения окружного усилия по кругу выступов имеем (см. фиг. 27)

$$Ph = Wk_{из},$$

при $h = 0{,}7t$ и $W = \frac{bs^2}{6}$

$$P \cdot 0{,}7t = \frac{bs^2}{6} k_{из}.$$

Принимая $s = 0{,}5t$, будем иметь

$$P \cdot 0{,}7t = \frac{b \cdot 0{,}25t^2}{6} k_{из} \quad \text{или} \quad P = 0{,}06\, k_{из}\, bt.$$

Обозначая $0{,}06\, k_{из}$ через c ($c = 0{,}06\, k_{из}$), получим окончательно:

$$P = cbt. \tag{7}$$

II. Дан крутящий момент $M_{кр}$ (кг см), равный PR.

Обозначая отношение $\frac{b}{t}$ через ψ, так что $\frac{b}{t} = \psi$, и вставляя $b = \psi t$ в формулу (7), получим

$$P = c\psi t^2.$$

Умножая обе части этого равенства на R, будем иметь:

$$PR = M_{кр} = c\psi t^2 R,$$

но из выражения $\pi 2R = zt$ $R = \frac{zt}{2\pi}$, так что

$$M_{кр} = c\psi t^2 \frac{zt}{2\pi},$$

откуда

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{c\psi z} M_{кр}}. \tag{8}$$

III. Дана передаваемая мощность $N_{лс}$ и число оборотов n.

Подставляя в формулу (8) значение $M_{кр} = 71620 \frac{N}{n}$, получим

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{c\psi z} 71620 \frac{N}{n}}$$

или окончательно

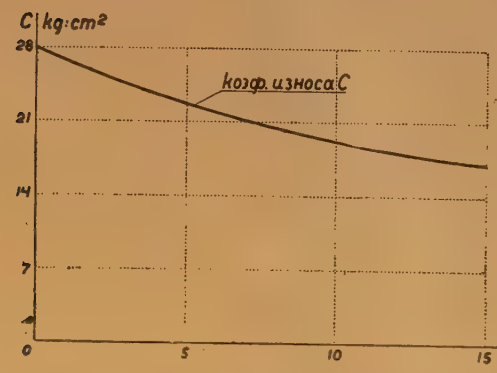
$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{c\psi z} \frac{N}{n}}. \tag{9}$$

Формула (7) удобна для суждения о существующих зубчатых колесах, а формулы (8) и (9) — для вновь проектируемых.

При пользовании этими формулами принимают во внимание условия работы передачи и задаются на основании этих условий величинами c, ψ и z.

В ручных передачах зуб испытывает, главным образом, изгибающее действие от силы P. В передачах с значительной окружной скоростью зуб подвергается кроме того и износу. Чем больше окружная скорость, тем больше износ, тем скорее сработается зуб. Чтобы увеличить продолжительность срока его работы, уменьшают величину $c = 0{,}06k_{из}$; зуб становится толще и длиннее [1]). В этом случае — при значительных скоростях — расчет зубьев ведут, как говорят, на «износ». Зубья, просчитанные на износ, будут толще, чем зубья, просчитанные на крепость.

При малых скоростях ($v \leqslant 0{,}5$ м/сек) зубья рассчитывают на прочность. Величине c в этих случаях дают максимально-допустимые для выбранных материалов значения.



Фиг. 29.

Величина c носит название коэффициента износа и измеряется в кг/см². На величину коэффициента c влияют, кроме окружной скорости, удельное давление между рабочими поверхностями, материал и смазка. Чем больше окружная скорость, тем меньшее значение получает величина c и обратно (фиг. 29). Для разных материалов величина c получает различные значения (табл. 4).

При хорошем исполнении, безукоризненной сборке и надлежащем уходе табличные значения для коэффициента c могут быть значительно увеличены.

Так, завод Fr. Stolzenberg'a для чугуна в зависимости от окружной скорости дает следующие значения для c, приведенные в табл. 5.

Колесам, зубья которых работают то одной, то другой боковой стороной, которые сильно стучат, или подвержены сильным колебаниям усилий, необходимо придавать возможно большие размеры.

Для лебедок, редко работающих при полном напряжении, можно допускать величину c для чугуна от 24 до 28 кг/см².

Что касается величины $\psi = \frac{b}{t}$, то в зависимости от назначения передачи ее выбирают, как мы видели выше, от $2t$ до $6t$. Обычно величину ψ берут:

для лебедок . . . . . $\psi = 2$,
для колес обыкновенных приводов и передач . . . $\psi = 2 \div 3$,
для колес приводов, которые передают большое количество механической работы, напр., от маховика паровой машины . . . . . $\psi = 3 \div 5$.

[1]) Увеличение длины зуба влечет за собою уменьшение давления на единицу его длины, а это отражается на уменьшении работы трения, а следовательно, и износа.

ТАБЛИЦА 4.

Значения c.

Материал колес	Окружная скорость v м/сек														
	0,25	0,5	0,75	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Чугун . . .	20,7	19,8	19,2	18,6	18,0	16,5	15,0	13,5	12,0	11,3	10,5	9,7	9,0	8,1	7,2
Стальное литье . .	51,7	49,5	48,0	46,5	45,0	41,3	37,5	33,8	30,0	28,2	26,3	24,3	22,5	20,3	18,0
Кован. сталь Сименс-Мартена .	62,1	59,4	57,6	55,8	54,0	49,5	45,0	40,5	36,0	33,8	31,5	29,2	27,0	24,3	21,6
Хромо-никелевая сталь . .	207,0	198,0	192,0	186,0	180,0	165,0	150,0	135,0	120,0	113,0	105,0	97,0	90,0	81,0	72,0
Никелевая сталь . .	145,0	138,6	134,4	130,0	126,0	115,5	105,0	94,5	84,0	79,0	73,5	68,0	63,0	56,7	50,4
Фосфористая бронза . .	37,2	35,4	34,2	33,5	32,4	29,7	27,0	24,3	21,6	20,3	18,9	17,4	16,2	14,6	13,2
Бронза . . .	27,0	25,8	25,0	24,2	23,4	21,4	19,5	17,6	15,6	14,6	13,7	12,6	11,7	10,5	9,4
Металл-Дельта . .	51,7	49,5	48,0	46,5	45,0	41,3	37,5	33,8	30,0	28,2	26,3	24,3	22 5	20,3	18,0
Кожа . . .	16,6	15,8	15,4	14,9	14,4	13,2	12,0	10,8	9,6	9,0	8,4	7,8	7,2	6,5	5,8
Дерево . .	13,0	11,9	11,5	11,2	10,8	9,9	9,0	8,1	7,2	6,8	6,3	5,8	5,4	4,9	4,3

У колес лебедок в виду возможной перегрузки принимают $t \geqslant 25$ мм. В зубчатых передачах величины $t = 130$ мм и $b = 600$ мм обыкновенно являются предельными; встречаются, однако, колеса, у которых $t = 250$ мм и $b = 900$ мм.

Что касается выбора числа зубьев z, то вопрос этот достаточно выяснен на стр. 25.

ТАБЛИЦА 5.

При $v =$	0,25	0,5	1	2	3	5	7	9	11	13	15 м/сек
$c =$	28	27,5	26	24	22,5	20,0	17,5	15	14	13	12 кг/см²

Границей применяемости металлических зубьев служит скорость $v = 8$ м/сек, выше этого предела применяется чаще всего кожа или фибра по чугуну, ниже — бронза по стали. При малых скоростях до 5 м/сек можно оба колеса делать чугунными при условии хорошей и точной обработки. При больших скоростях следует обращать внимание на то, чтобы зубья одного колеса были из эластичного материала и чтобы вся уста-

новка имела по возможности меньше жестких соединений — рекомендуется вводить упругие муфты.

Кожаные колеса дают более спокойный ход, они применяются при окружных скоростях до 12 м/сек ($n = 400 \div 1200$). Число кожаных зубьев обыкновенно принимают не менее 16 при шаге $t \geqslant 7$—8 мм. Наибольшее изготовленное из кожи колесо имело диаметр 700 мм и длину зуба $b = 300$ мм.

При недостаточно точной и хорошей обработке уже при $v \geqslant 3$ м/сек рекомендуется одно из колес снабжать деревянными зубьями. Обычно деревянными зубьями снабжают большое колесо. Работающие по деревянным чугунные зубья должны быть обработаны или, в крайнем случае, сглажены напильником, в противном случае уменьшается продолжительность службы первых.

Если зубчатые колеса сделаны из различного материала, то их общий шаг слагается из следующих величин:

$$t = s + s' + \sigma,$$

где s и s' — толщины зубьев, а σ — величина зазора $= 0{,}02t$ до $0{,}03t$.

Толщину зубьев из различных материалов удобнее всего определять по толщине чугунного зуба. Берут, если s — толщина чугунного зуба:

толщину железного зуба $s' = 0{,}7\,s$
» стального » $s' = 0{,}6\,s$
» деревянного » $s' = 1{,}3\,s$
» кожаного » $s' = 1{,}3\,s$

10. Схема расчета приводной зубчатой передачи.

Задаваясь на основании условий работы передачи величинами c, ψ и z, определяют по одной из формул (7), (8) и (9) величину шага t. Затем полученную величину шага t выравнивают так, чтобы модуль $m = \frac{t}{\pi}$ был одной из выполняемых заводами величин (табл. 6).

ТАБЛИЦА 6.

Таблица модулей завода Fr. Stolzenberg'a (в миллиметрах).

Модуль	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75
Шаг	3,14	3,93	4,71	5,50	6,28	7,07	7,85	8,64
Высота зуба	2,17	2,71	3,25	3,79	4,33	4,87	5,42	5,96
Модуль	3	3,25	3,5	3,75	4	4,25	4,5	4,75
Шаг	9,42	10,21	11,00	11,78	12,57	13,35	14,14	14,92
Высота зуба	6,50	7,04	7,58	8,13	8,67	9,21	9,75	10,29
Модуль	5	5,25	5,5	5,75	6	6,25	6,50	7
Шаг	15,71	16,49	17,28	18,06	18,85	19,64	20,42	21,99
ысота зуба	10,83	11,38	11,98	12,46	13,00	13,54	14,08	15,17

Модуль	7,5	8	9	10	11	12	13	14
Шаг	23,56	25,13	28,27	31,42	34,56	37,70	40,84	43,98
Высота зуба . . .	16,25	17,32	19,50	21,67	23,83	26,00	28,17	30,33
Модуль	15	16	17	18	19	20	22	24
Шаг	47,12	50,27	53,41	56,55	59,69	62,83	69,12	75,40
Высота зуба . . .	32,50	34,67	36,83	39,00	41,17	43,33	47,67	52,00
Модуль	26	28	30	32	34	36	38	40
Шаг	81,68	87,97	94.25	100,53	106,81	113,10	119,38	125,66
Высота зуба . . .	56,33	60,67	65,00	69,33	73,67	78,00	82,33	86,67

Из всех величин, входящих в формулы (7), (8) и (9), переменной является величина c. При изменении шага t, очевидно, она тоже меняется. Поэтому после выравнивания шага t, находят по той же самой формуле, подставляя в нее выравненное относительно модуля значение t, величину c. Обозначим ее теперь через $c_д$.

Далее из выражения $zm = D$ находят начальный диаметр D колеса, а по нему и числу оборотов n и начальную скорость v м/сек

$$v = \frac{\pi D n}{60}.$$

При этой скорости и выбранных для колес материалах находят по таблице допускаемое значение c_m (табличное) и сравнивают его с $c_д$.

Если окажется, что c_m равно или несколько больше $c_д$ ($c_m \geqslant c_д$), то расчет считают законченным, если же окажется, что $c_m < c_д$, то следует сделать перерасчет, задаваясь другим значением c, так как при $c_m \ll c_д$ будет иметь место большой износ зубьев. Если же c_m на много больше $c_д$, то тоже делают перерасчет, ибо в этом случае материал колес не использован полностью, зубья слишком прочны на износ. Обычно приходится считать расчет законченным при $c_m = c_д + (0 — 2)$ кг/см².

Наружный диаметр колеса $D_н$ будет

$$D_н = D + 2 \cdot 0{,}3t \quad \text{или} \quad D_н = D + 2m,$$

внутренний диаметр колеса

$$D_в = D — 2 \cdot 0{,}4t \quad \text{или} \quad D_в = D — 2 \cdot 1{,}2m.$$

Длина зуба

$$b = \psi t.$$

Если в формулы (7), (8) и (9), выведенные выше для расчета зубчатых колес, подставить вместо величины c ее значение

$$c = 0{,}06\, k_{из},$$

то путем простых преобразований получим следующие расчетные формулы:

$$t = 4{,}1\sqrt{\frac{P}{k_{из}\psi}}, \tag{10}$$

$$t = 4{,}73\sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{k_{из}\psi z}}, \tag{11}$$

$$t = 196\sqrt[3]{\frac{1}{k_{из}\psi z}\frac{N}{n}}, \tag{12}$$

встречающиеся во многих курсах и справочниках по деталям машин.

В этих формулах величина $k_{из}$ тоже не есть величина постоянная, она изменяется с изменением скорости v на начальных окружностях колес, уменьшаясь с ее возрастанием (увеличивается износ зубьев) и наоборот (табл. 7).

Вводя в формулы (10), (11) и (12) вместо шага t его значение, выраженное через модуль m, получим путем пересчета следующие расчетные формулы для определения модуля зубчатых колес:

$$m_{мм} \simeq 23\sqrt{\frac{P_{кг}}{k_{кг/см^2}\frac{b}{m}}}, \text{ [1]} \tag{13}$$

$$m_{мм} \simeq 22\sqrt[3]{\frac{M_{кг/см}}{k_{кг/см^2}\frac{b}{m}z}}, \tag{14}$$

$$m_{мм} \simeq 900\sqrt[3]{\frac{1}{k_{кг/см^2}\frac{b}{m}z}\frac{N}{n}}. \tag{15}$$

В заключение приведем расчетную формулу, применяемую заводом Otto Gruson & C° для определения величины шага зацепления t в зубчатых колесах с литыми зубьями по заданным D, n и N:

$$t = \frac{51{,}71}{\sqrt[3]{Dn}}\sqrt{\frac{N}{\psi}}. \tag{16}$$

---

[1] $t_{см} = 4{,}1\sqrt{\frac{P}{k_{из}\psi}}$ (9); $t_{см} = \frac{t_{мм}}{10}$ $\frac{\pi m_{мм}}{10}$ $4{,}1\sqrt{\frac{P}{k_{из}\frac{b_{см}}{t_{см}}}} =$

$= 4{,}1\sqrt{\frac{P}{k_{из}\frac{b_{мм}}{m\pi}}} = 4{,}1\sqrt{\pi}\sqrt{\frac{P}{k_{из}\frac{b}{m}}}$; $m_{мм} = \frac{4{,}1\cdot 10\sqrt{\pi}}{\pi}\sqrt{\frac{P}{k_{из}\frac{b_{мм}}{m_{мм}}}} \sim$

$\sim 23\sqrt{\frac{P_{кг}}{k_{из}\frac{b}{m}}}$. (13)

ТАБЛИЦА 7.

Таблица значений $k_{из.}$

Материал колес	Окружная скорость v м/сек														
	0,25	0,50	0,75	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Чугун	345	330	320	310	300	275	250	225	200	188	175	162	150	135	120
Стальное литье	862	825	800	775	750	688	625	563	500	470	438	405	375	338	300
Кованая сталь Сименс-Мартена	1035	990	960	930	900	825	750	675	600	564	525	486	450	405	360
Хромо-никелевая сталь . .	3450	3300	3200	3100	3000	2750	2500	2250	2000	1880	1750	1620	1500	1350	1200
Никелевая сталь	2415	2310	2240	2170	2100	1925	1750	1575	1400	1316	1225	1134	1050	945	840
Фосфористая бронза . . .	620	590	570	558	540	495	450	405	360	338	315	290	270	243	220
Бронза	450	430	416	403	390	375	325	293	260	244	228	210	195	175	156
Металл-Дельта.	862	825	800	775	750	688	625	563	500	470	438	405	375	338	300
Кожа	276	264	256	248	240	220	200	180	160	150	140	130	120	108	96
Дерево	217	198	192	186	180	165	150	135	120	113	105	97	90	81	72

Начальный диаметр колеса $D_м = 0{,}001\frac{z}{\pi} \cdot t$, где t в мм. Окружное усилие

$$P = \frac{N \cdot 75}{v} = \frac{N \cdot 75}{\frac{\pi Dn}{60}} = 1432\,\frac{N}{Dn}.$$

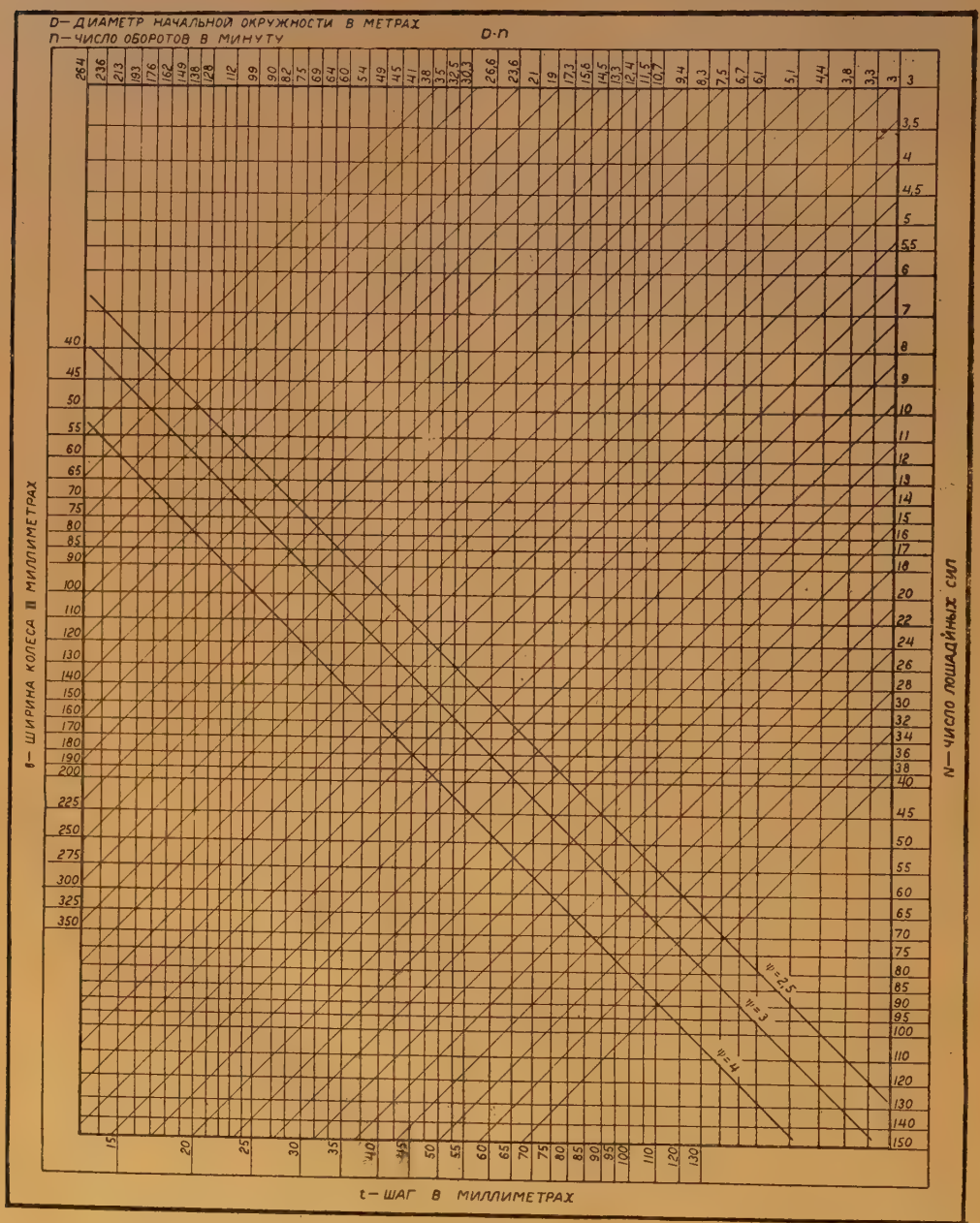
Формула (16) применима для чугунных зубчатых колес.

Для стальных колес шаг и ширину зуба следует уменьшить на 33%, а для деревянных — увеличить на 20%. Для колес с деревянными зубьями следует, кроме того, выполнить соотношение $\frac{Pn}{b} \leqslant 350$, невыполнение которого ведет к быстрому изнашиванию зубьев. Для конических колес табличные значения относятся к внешнему зацеплению.

Завод Otto Gruson & C° дает кроме формулы и диаграмму для определения шага t и длины зуба b по заданным D, n и N и обратно. В основании построения диаграммы лежит расчет зуба с 20-кратной надежностью.

11. Диаграмма завода Otto Gruson & C⁰ для расчета зубчатых колес.

Вспомогательные линии, идущие на равном расстоянии друг от друга и под углом в 45° к горизонту, связывают точки пересечения линий Dn



Фиг. 30.

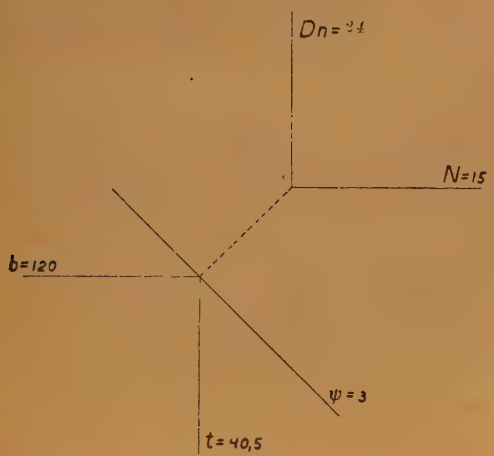
и N с соответствующими точками пересечений линий t и b. Вертикальные и горизонтальные линии соответствуют величинам, поставленным на их концах. Три линии отношений $\frac{b}{t}$ служат лишь для облегчения нахожде-

ния параметров зуба. Точка пересечения одной из этих линий $\left(\frac{b}{t}\right)$ с линией t дает тотчас длину зуба, соответствующую отношению $\frac{b}{t}$. Само собой разумеется, что, независимо от этого, может быть выбрана любая длина зуба.

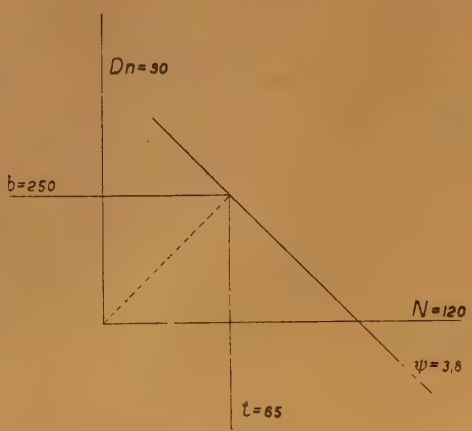
Пользование диаграммой.

Пример I. Зубчатое колесо диаметром $D = 0{,}8$ м передает при 30 оборотах в минуту 15 ЛС. Определить b и t при $\frac{b}{t} = 3$.

Берем на диаграмме точку пересечения линий Dn и N (фиг. 31) и идем от нее по наклонной линии до встречи с линией $\psi = \frac{b}{t} = 3$.



Фиг. 31.



Фиг. 32.

Горизонталь, проходящая через эту точку линии $\frac{b}{t} = 3$, укажет длину зуба $b = 120$ мм, а вертикаль шаг $t = 40{,}5$ мм.

Пример II. Зубчатое колесо с деревянными зубьями диаметром $D = 2$ м должно передавать 120 ЛС при числе оборотов $n = 45$ в минуту. Определить величину шага t, длину b и число зубьев z при отношении $\frac{b}{t} = \psi = 3{,}8$.

Берем на диаграмме (фиг. 32) линии $Dn = 90$ и $N = 120$ и от точки их пересечения идем по наклонной линии до встречи с прямой $\psi = 3{,}8$.

Горизонталь, проходящая через эту точку, укажет длину чугунного литого зуба $b = 250$, а вертикаль — величину шага $t = 65$ мм.

Для деревянных зубьев полученные величины следует увеличить на 20%, так что окончательные размеры для деревянных зубьев будут: $b = 250 \cdot 1{,}2 = 300$ мм и $t = 65 \cdot 1{,}2 = 78$ мм.

Величина модуля m будет

$$m = \frac{78}{\pi} \simeq 25,$$

а число зубьев

$$z = \frac{D}{m} = \frac{2000}{25} = 80.$$

Окружное усилие P найдется из формулы

$$P = 1432 \frac{N}{Dn} = 1432 \frac{120}{2 \cdot 45} \simeq 1910 \text{ кг.}$$

Отношение $\frac{Pn}{b} = \frac{1910 \cdot 45}{300} = 268$, что допустимо.

12. Расчет элементов зубчатых колес.

При определении размеров отдельных деталей зубчатых колес принимают во внимание то обстоятельство, что в отливке, после ее остывания, всегда имеют место внутренние напряжения, учесть которые не представляется возможным. Эти напряжения тем меньше, чем равномернее распределена в детали масса металла, чем проще отливка, чем меньше ее размеры и чем медленнее остывает литье.

Стремление к равномерному распределению массы металла во всей отливке влечет за собой необходимость иметь во всех местах отливаемой детали возможно одинаковые толщины ее частей. Последнее в особенности должно соблюдаться при стальных отливках, так как усадка стали значительно больше, чем усадка для чугуна (усадка стали считается примерно $\frac{1}{50}$, а чугуна $\simeq \frac{1}{100}$).

Принимая все это во внимание, следует стремиться при конструировании зубчатых колес к тому, чтобы размеры частей колеса были прочны не только по отношению к действующей на них нагрузке, но и к тем внутренним напряжениям, которые могут возникнуть в колесе после его остывания.

Большие зубчатые колеса, у которых при отливке могут появиться значительные напряжения, часто делают разъемными из двух или нескольких частей.

При не очень больших диаметрах иногда разделяют лишь втулку, оставляя обод целым. После этого на втулку с той и с другой стороны надевают в горячем состоянии железные кольца, площадь сечения которых берется равной $F = 5 \text{ см}^2 + 0{,}05d^2$ для каждого кольца, d — диаметр вала.

Часто ширину кольца берут равной $0{,}3\sqrt{lw}$, где l — длина втулки, а w — ее толщина, то и другое в сантиметрах. Толщина кольца делается на 25% менее ширины его. Предельной величиной диаметра, до которого еще отливают цельные колеса, является величина диаметра, равная 1500 мм, при условии спокойного хода передачи.

В виду невозможности определить внутренние напряжения в зубчатых колесах при их отливке, размеры деталей этих колес обычно берут по эмпирическим формулам.

Так, толщина обода s выбирается снаружи (фиг. 33):

$s =$ от $0{,}5t$ до $0{,}6t$ при работе металлических колес по металлическим

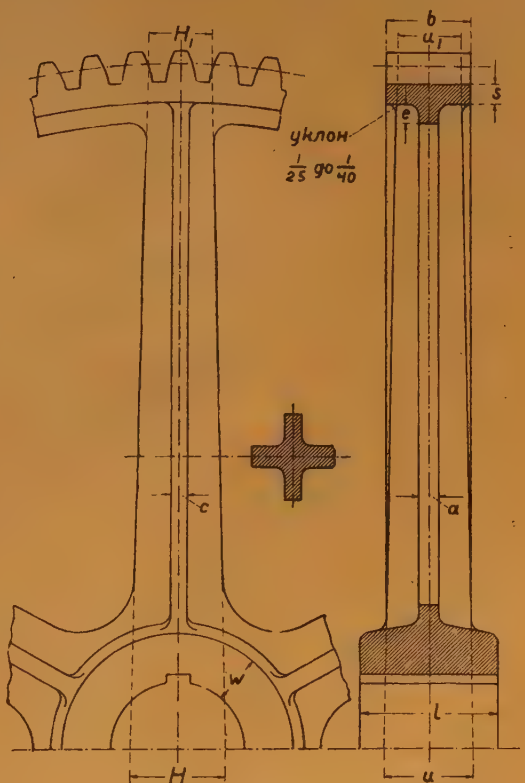
и

$s =$ от $0{,}4t$ до $0{,}5t$ при работе колес с металлическими зубьями по деревянным зубьям.

Нижние стороны обода имеют обычно уклон $\left(\frac{1}{25} \div \frac{1}{40}\right)$ для облегчения формовки колес по модели.

Для усиления и сообщения большей жесткости обод снабжают одним ребром (рифтом) по середине или двумя по краям. Высота этого ребра e принимается равной толщине обода: $e = s$.

При значительных скоростях следует проверять обод между спицами на изгиб от центробежной силы и от окружного усилия P (фиг. 34).



Фиг. 33.

От центробежной силы

$$C = F\frac{v^2\gamma}{\rho g},$$

где F — площадь сечения обода, а

$$\rho = R - h_2 - \frac{s}{2} = R - 0{,}4t -$$

$$- 0{,}25t = R - 0{,}65t,$$

опасный изгибающий момент в среднем сечении будет

$$M_c = \frac{Cl}{24}.$$

(При значительных скоростях кривизной обода можно пренебречь и рассматривать его как прямолинейную балку, защемленную в опорах).

Изгибающий момент от окружного усилия P может быть приблизительно выражен

$$M_p = \frac{PR}{A^2},$$

где A — число спиц.

Складывая моменты M_c и M_p, получим результирующий момент, из которого находим напряжение материала обода.

Малые шестерни, для усиления ножек зубьев, часто снабжают с одной или с двух сторон укрепляющими ребордами (фиг. 35).

Число спиц A берут равным

$$A = \frac{1}{7}\sqrt{D_{мм}}$$ — для колес неразрезных

и

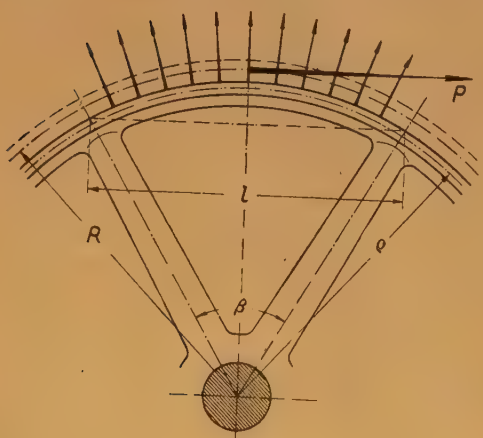
$$A = \frac{1}{8}\sqrt{D_{мм}}$$ — для колес разрезных.

При больших скоростях число спиц A лучше брать по формуле проф. Keller'a в зависимости от числа зубьев z:

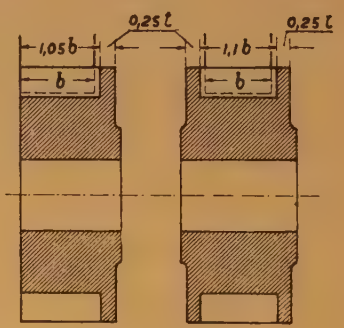
$A = 0{,}07z + 1$ при |— сечении спиц

и

$A = 0{,}05z + 1$ » |□ » »



Фиг. 34.



Фиг. 35.

У колес с вставными деревянными зубьями число зубьев z следует брать кратным числу спиц A. Делается это затем, чтобы расположить зубья симметрично по отношению к средней плоскости спиц и тем самым облегчить укрепление их в ободе колеса.

Наиболее часто употребляемая форма сечения спиц — крестообразная и двутавровая, затем идут однотавровая, эллиптическая и прямоугольная. Однотавровая форма сечения спиц ценится особенно тогда, когда к спицам колеса приходится привертывать какую-либо, расположенную рядом с колесом, деталь, напр., муфту, барабан и пр.

При расчете спиц принимают, что те ребра спиц, которые не лежат в плоскости вращения колеса, служат лишь для более равномерного распределения массы металла и для придания ободу и спицам большей жесткости; в расчет же их не вводят.

Следовательно, расчетным сечением крестообразной спицы будет сечение $a \times H$; для двутавровой (|—|) — $2(a \times H)$; для двутавровой (|) — $a \times H$ и для тавровой (|—) — aH (фиг. 36).

При определении основных размеров спиц принимают, что крутящий момент воспринимается лишь одной третью всего числа спиц A.

Каждую из спиц рассматривают как брус, защемленный одним концом во втулке и нагруженный на другом конце (на средней окружности колеса) окружным усилием $P : \frac{A}{3}$.

Опасное сечение спицы относят на линию вала.

Для наиболее употребительной крестообразной формы сечения спицы при условии $a = 0{,}2H$ имеем

$$M_{из} = PR = \frac{A}{3} W k_{из},$$

где $$W = \frac{aH^2}{6} = \frac{0{,}2H \cdot H^2}{6} = \frac{H^3}{30}.$$

Что касается напряжения $k_{из}$, то для колес, работающих плавно, принимают для чугуна $k_{из} = 300$ кг/см², а для стали $k_{из} = (750 \div 900)$ кг/см².

При неплавной, ударной нагрузке вышеуказанные значения для $k_{из}$ уменьшают.

Приняв для чугуна $k_{из} = 300$ кг/см², будем иметь:

$$PR = \frac{A}{3} \cdot \frac{H^3}{30} 300,$$

откуда

$$H \simeq \sqrt[3]{\frac{PR}{3A}} \text{ (см)}. \qquad (17)$$

Для стального литья при $k_{из} = 900$ кг/см² будем иметь:

$$PR = \frac{A}{3} \cdot \frac{H^3}{30} 900,$$

откуда

$$H = \sqrt[3]{\frac{PR}{10A}}. \qquad (18)$$

Для спиц эллиптического сечения с большой осью H и малой $u = 0{,}5H$, величина

$$W = \frac{\pi u H^2}{32} = \frac{\pi H^3}{64} = 0{,}05H^3.$$

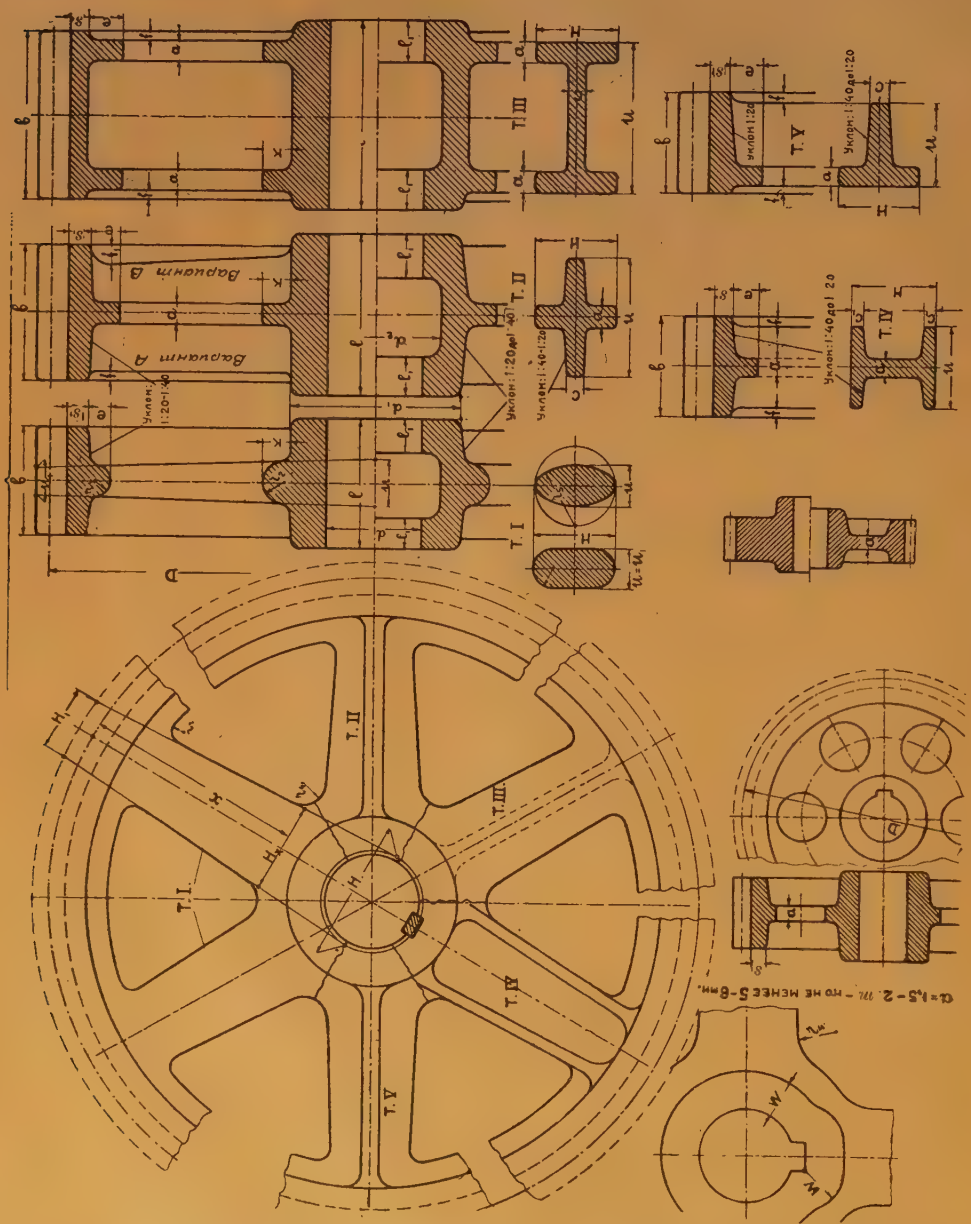
Из уравнения $PR = \frac{A}{3} 0{,}05H^3 k_{из}$ найдем, что для чугуна при $k_{из} = 300$ кг/см² большая ось эллипса H будет равна

$$H = \sqrt[3]{\frac{PR}{5A}}, \qquad (19)$$

а для стали при $k_{из} = 900$ кг/см²

$$H = \sqrt[3]{\frac{PR}{15A}}. \qquad (20)$$

Подобным же образом можно определить величину H и для спиц другого сечения.



Фиг. 36.

Для небольших колес величину H (соответственно и величину a) берут на 20% больше против полученной по расчетной формуле. У малых колес, когда число спиц A выходит равным 1 или 2, вместо спиц делают диск, толщина которого a берется от $0{,}5t$ до $0{,}6t$. Ширину рабо-

тающего ребра H_1 у обода берут от 0,7 до 0,8H, толщину же его a оставляют по всей длине постоянной.

Размеры добавочных побочных ребер берут по эмпирическим формулам.

Так, ширину u на линии вала берут примерно равной длине зуба b, а у обода $u_1 = 0{,}75u$.

Толщину побочного ребра c берут не менее 0,75a.

ТАБЛИЦА 8.

Конструктивные соотношения между элементами зубчатых колес.

	Тип I	Тип II и V	Тип III	Тип IV
Обод	$s = (1{,}4 - 1{,}7)m$ $e = s$ r_1 и r_2 — по вычерч.	$s = (1{,}4 - 1{,}7)m$ $e = s$ $f = 0{,}5s$ или $f_1 = s$	$s = (1{,}1 - 1{,}5)\ m$ $e = (2{,}5 - 1{,}5)\ m$ $f = 0{,}5s$	$s = (1{,}4 - 1{,}7)\ m$ $e = s$ $f = 0{,}5s$
Спицы	$H \sim 8m$ $H_1 = (0{,}7 - 0{,}8)\ H$ $u = 0{,}5H$ $u_1 = (0{,}7 - 1)H$	$H \sim 10m$ $H_1 = (0{,}7 - 0{,}8)\ H$ $u = b - 2f$ $c = (1{,}2 - 1{,}5)\ m$	$H = (10 - 12)\ m$ $H_1 = (0{,}7 - 0{,}8)\ H$ $u = b - 2f$ $c = (1 - 1{,}2)\ m$	$H = 8m$ $H_1 = (0{,}7 - 0{,}8)\ H$ $u = b - 2f$ $c_1 = (0{,}9 - 1{,}2)\ m$
	Число спиц $A = \left(\frac{1}{8} - \frac{1}{15}\right) z$ для обычных колес; $A = \left(\frac{1}{14} - \frac{1}{24}\right) z$ для колес с деревянными зубцами; $A \geqslant 3$.			
Ступица	$k = (2 - 2{,}2)\ m$		$k = (2 - 3)\ m$	
	$l \geqslant 1{,}2d$ или $l \geqslant b + \frac{mz}{20}$ и $2l_1 \geqslant 0{,}9d$			
	$d_1 = d_2 + (0{,}7 - 0{,}8)\ d + 10$ мм или $d_1 = (1{,}7 - 1{,}8)d + 10$ мм			
	$r_4 \sim (2{,}5 - 5)\ m$ и $r_3 \sim 0{,}5r_4$			

Толщину ножки c у спиц | — | сечения делают постоянной по всей длине и равной 0,8a.

Внешний диаметр втулки берется равным от 1,8d до 2,0d, если колесо передает весь момент, на который рассчитан диаметр вала.

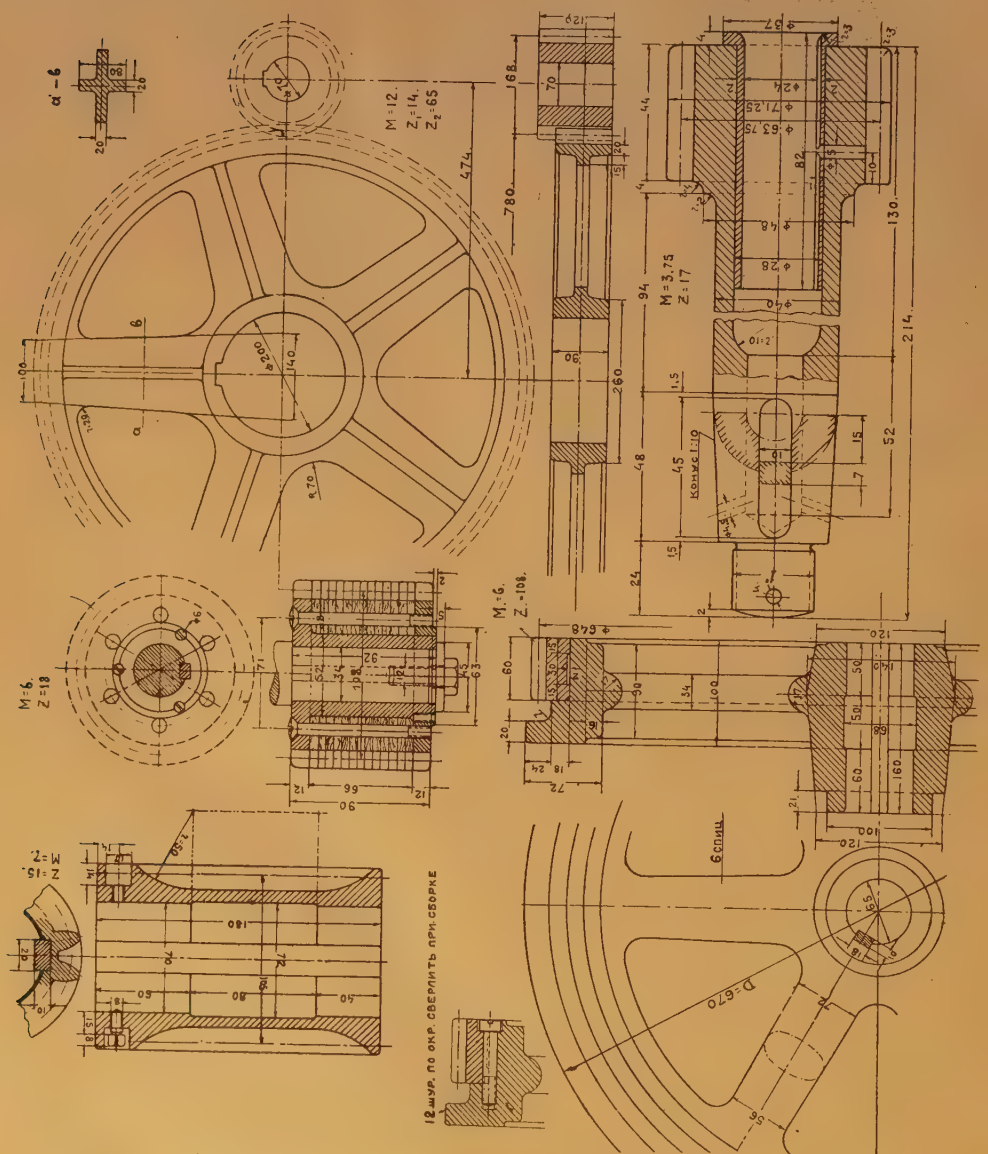
Если же колесо сажается на толстый вал, рассчитанный на большее число лошадиных сил, чем передает зубчатое колесо, то толщину втулки w берут равной

$$w = (0{,}20 \div 0{,}25)\left(d_m + \frac{d}{2}\right) + 1{,}0 \text{ см},$$

где d — действительный диаметр вала, на который сажается колесо, а d_m — тот теоретический, расчетный диаметр, который имел бы вал, если бы был рассчитан на число лошадиных сил, передаваемых зубчатым колесом.

По направлению к средней плоскости вращения колеса втулка имеет подъем $\left(\frac{1}{20}-\frac{1}{40}\right)$, облегчающий формовку колеса по модели. Длина втулки l берется равной $1{,}25b$ (при условии чтобы $l>1{,}5d$). Для больших колес (при $z>80$) длина втулки

$$l=b+\frac{1}{15}R,\quad \text{иногда до}\quad b+\frac{1}{10}R.$$



Фиг. 37.

Для полой втулки (фиг. 36) длина l_1 у рабочих поверхностей берется

$$l_1=0{,}4d+0{,}5d,\quad \text{или}\quad l_1=0{,}4d+1{,}0\ \text{см}.$$

В случае если приходится по тем или иным причинам сдвигать втулку вдоль колеса в сторону, то спицы ставятся косо, при чем их расчет в этом случае остается тот же, что и при прямых спицах.

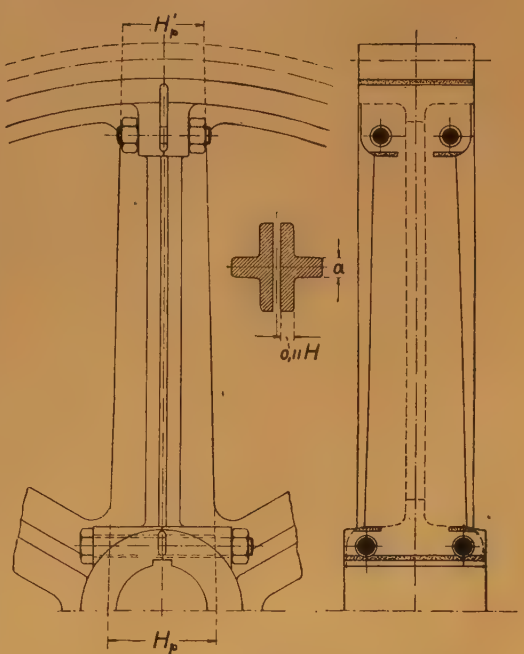
Для закрепления колеса на валу употребляются шпонки. Шпонки изготовляются из стали и работают на изгиб и срез, а пазы ступицы на смятие.

Напряжение смятия принимают для чугуна равным $k_{см} = 800$ кг/см² при одной шпонке и несколько меньше при двух шпонках в виду возможности неравномерного распределения между ними нагрузки.

На таблице 8 приведены конструктивные соотношения между элементами зубчатых колес, а на фиг. 37 — примеры выполнения зубчатых колес.

13. Свертные зубчатые колеса.

Для уничтожения внутренних напряжений при отливке, а также иногда и ради удобства монтажа большие зубчатые колеса делают свертными. Обычно, разъемные колеса делают свертными по спице (фиг. 38), число зубьев у таких колес без остатка должно делиться на число спиц. Свертывание частей колеса производится болтами. Стыки отдельных частей часто подвергаются обработке. Свертывающие обод болты, в зависимости от их числа, либо пронизывают рабочее ребро спицы, либо располагаются по бокам от него. В первом случае приходится в месте прохода болта делать утолщение ребра.



Фиг. 38.

Размер H_p рабочего сечения свертной спицы берется: на линии вала $H_p = 1{,}4H$ и $H'_p = 0{,}8H_p$ — у обода. Толщина побочного ребра свертной спицы берется равной $0{,}11H$ для каждой половинки, но не менее 10—12 мм. Остальные размеры такие же, как и у целой спицы.

Диаметры болтов, свертывающих обод и втулку колеса, принимают:

у обода $d = 0{,}35t$ до $0{,}4t$ при двух болтах и

$d = 0{,}45t$ до $0{,}5t$ „ одном болте,

у ступицы $d' = 0{,}12d_{вала} + (0{,}8$ до $1{,}5$ см) при двух болтах и

$d' = 0{,}16d_{вала} + (0{,}8$ до $1{,}5$ см) „ одном болте.

Часто площадь сечения болтов, свертывающих обод, берется с каждой стороны равной одной пятой площади сечения обода.

У быстро вращающихся колес болты у обода следует проверить на разрыв силою, слагающейся из центробежной силы половины обода + вес половины колеса и + окружное усилие.

14. Вес зубчатых колес.

Приближенный вес зубчатых колес может быть определен по эмпирической формуле завода Otto Gruson & C°

$$G = z(a + cb) - d,$$

где z — число зубьев колеса, b — длина зуба, a, c и d — численные коэффициенты, которые берутся из следующей таблицы.

ТАБЛИ
Таблица веса

t шаг	Диаметр нач. окр. $D = \frac{t}{\pi} \cdot z$	Число зубьев $z = \frac{\pi}{t} D$ (D в м)	Высота h_1 головки	Высота h_2 ножки	Длина зуба		Сплошной диск	4 спицы			
					2,5t	3t	Число зубьев	Число зубьев	Вес $= z(a+cb)-d$		
									a	c	d
15	4,775 · z	209,4 · D	5	6	37	45	20—40	41—95	0,03	—	0,3
20	6,366 · „	157,1 · „	6	8	50	60	14—34	35—90	0,08	—	0,8
25	7,958 · „	125,7 · „	8	10	60	75	11—31	32—80	0,15	0,01	1,5
30	9,549 · „	104,7 · „	10	12	75	90	11—25	26—72	0,25	0,01	2,7
35	11,140 · „	89,8 · „	11	14	85	105	11—24	25—68	0,40	0,01	4,3
40	12,732 · „	78,5 · „	12	16	100	120	11—23	24—64	0,60	0,01	5,5
45	14,324 · „	69,8 · „	14	18	110	135	11—22	23 60	0,86	0,02	8,1
50	15,916 · „	62,8 · „	16	20	125	150	11—21	22—58	1,18	0,02	11,5
55	17,507 · „	57,1 · „	17	23	140	165	11—20	21—55	1,56	0,02	15,6
60	19,099 · „	52,4 · „	19	25	150	180	11—19	20—52	2,03	0,03	20,5
65	20,690 · „	48,3 · „	21	27	160	195	11—18	19—45	2,58	0,03	24,8
70	22,282 · „	45,0 · „	22	29	175	210	11—17	18—44	3,22	0,04	31,4
75	23,873 · „	41,9 · „	24	31	190	225	11—16	17—44	3,97	0,05	39,3
80	25,465 · „	39,3 · „	25	33	200	240	11—16	17—43	4,81	0,05	46,2
85	27,056 · „	37,0 · „	27	35	210	255	11—15	16—43	5,77	0,06	56,2
90	28,648 · „	34,9 · „	29	37	230	270	11—15	16—42	6,85	0,07	67,6
95	30,239 · „	33,1 · „	31	39	240	285	11—14	15—41	8,06	0,07	77,8
100	31,831 · „	31,4 · „	32	42	250	300	11—14	15—40	9,40	0,08	92,0

Таблица дает возможность вычислить приближенные веса цилиндрических чугунных колес нормальной конструкции. Колеса с деревянными зубьями, червячные колеса и колеса с наклонными зубьями весят примерно столько же, сколько и колеса чугунные того же шага, числа и длины зубьев. Конические колеса легче цилиндрических при одних и тех же данных процентов на 10.

Стальные колеса весят примерно 1,13 того, что чугунные. Вес бронзовых и железных колес может быть определен из отношения удельных весов: колеса бронзовые, примерно, тяжелее чугунных процентов на 10, а железные тяжелее чугунных, примерно, процента на 2,5.

ЦА 9.

зубчатых колес.

6 спиц				8 спиц				10 спиц			
Число зубьев	Вес$=z\ (a+cb)-d$			Число зубьев	Вес$=z\ (a+cb)-d$			Число зубьев	Вес$=z\ (a+cb)-d$		
	a	c	d		a	c	d		a	c	d
96—160	0,04	—	0,5	161—300	0,05	—	1,1	—	0,07	—	1,3
91—155	0,10	—	1,3	156—300	0,13	—	2,3	—	0,15	—	3,4
81—150	0,20	0,01	3,2	151—300	0,25	0,01	4,9	—	0,30	0,01	6,5
73—143	0,34	0,01	5,2	144—248	0,43	0,01	8,5	249—300	0,51	0,01	11,1
69—133	0,54	0,01	8,0	134—220	0,68	0,01	12,6	221—300	0,81	0,01	17,2
65—124	0,81	0,01	12,7	125—205	1,01	0,02	19,9	206—300	1,21	0,02	26,2
61—117	1,15	0,02	17,5	118—193	1,44	0,02	28,0	194—300	1,73	0,02	37,3
59—111	1,58	0,02	24,7	112—184	1,98	0,03	38,0	185—300	2,38	0,03	51,2
56—105	2,10	0,03	33,3	106—176	2,63	0,03	51,0	177—300	3,16	0,03	67,4
53—101	2,72	0,03	42,0	102—168	3,41	0,04	65,5	169—285	4,10	0,04	88,8
46— 98	3,46	0,04	54,1	99—161	4,34	0,04	83,4	162—265	5,22	0,05	112,7
45— 93	4,32	0,05	68,1	94—154	5,42	0,05	104,1	155—245	6,52	0,05	141,4
45— 91	5,32	0,05	83,7	92—149	6,67	0,06	128,3	150—230	8,02	0,06	172,7
44— 87	6,42	0,06	102,0	88—145	8,09	0,07	155,8	146—216	9,73	0,07	209,6
44— 84	7,74	0,07	122,2	85—140	9,70	0,07	186,1	141—200	11,67	0,08	252,0
43— 83	9,19	0,07	144,9	84—136	11,52	0,08	222,3	137—190	13,85	0,09	299,7
42— 82	10,80	0,08	170,4	83—133	13,55	0,09	260,6	134—180	16,29	0,10	353,2
41— 80	12,60	0,09	198,0	81—130	15,80	0,10	304,0	131—172	19,00	0,11	410,0

Вес колес без спиц вычисляется определением объема по чертежу.

Примеры пользования таблицей.

Пример I. Определить вес чугунного колеса диаметром $D = 2000$ мм, шага $t = 70$ мм и длиною зуба $b = 175$ мм. Число спиц $A = 6$.

Вес колеса будет равняться

$$G = 90\,(4{,}32 + 0{,}05 \cdot 175) - 68{,}1 \simeq 1108 \text{ кг}.$$

Пример II. Определить вес стального конического колеса, имеющего 60 зубьев длиною $b = 200$ мм, при шаге $t = 80$ мм. Число спиц $A = 6$.

Вес чугунного цилиндрического колеса при вышеуказанных данных будет

$$G_{чуг} = 60\,(6{,}42 + 0{,}06 \cdot 200) - 102 = 1003 \text{ кг},$$

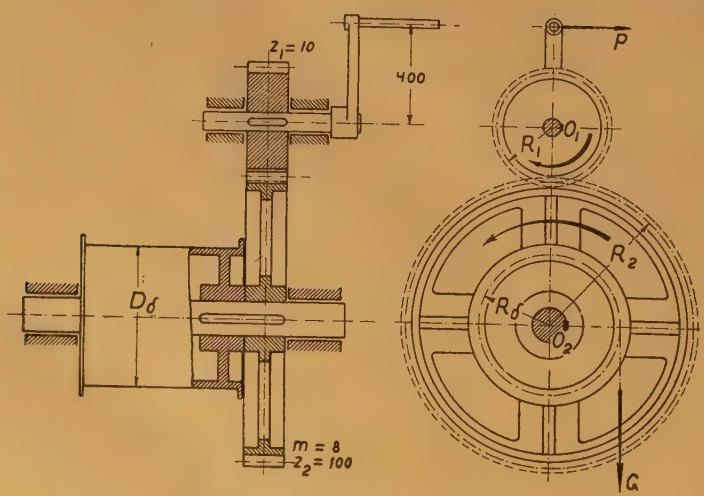
вес же стального конического колеса будет

$$G_{ст} = 0{,}9 \cdot 1003 \cdot 1{,}13 = 1020 \text{ кг}.$$

15. Численные примеры.

1. Рассчитать зубчатую передачу подъемного механизма лебедки на $G = 500$ кг.

Подъем груза производится двумя рабочими с усилием по 15 кг на каждого. Диаметр барабана $D = 300$ мм, длина рукоятки $L = 400$ мм.



Фиг. 39.

Полагаем, что зубчатая передача лебедки будет состоять из одной пары колес (фиг. 39). Материал колес — чугун, зубья — литые. При подъеме груза имеются потери на перегибание каната и на трение в зубьях и опорах.

Принимаем потери на перегибание каната в 5%, а потери в передаче и опорах в 10%, так что коэффициент полезного действия всей установки будет

$$\eta = 0{,}95 \cdot 0{,}90 = 0{,}855.$$

При совместной работе на рукоятке лебедки нескольких человек действия их трудно согласовать, а потому усилия их не могут быть полностью использованы. Приходится вводить некоторый поправочный коэффициент одновременности, учитывающий уменьшение усилия рабочих при их совместной работе.

Коэффициент одновременности колеблется от 0,30 до 0,75 — в зависимости от числа рабочих, чем больше рабочих, тем меньше коэффициент полезного действия.

При совместной работе на рукоятке двух или трех рабочих считают, что усилия второго и третьего рабочего равны лишь половине усилия первого.

Для нашего случая (для двух рабочих) полезное усилие рабочих будет

$$15 + 7{,}5 = 22{,}5 \text{ кг},$$

так что коэффициент одновременности на рукоятке будет

$$\eta = \frac{22{,}5}{30} = 0{,}75.$$

Ведущий рабочий момент на рукоятке равен

$$M_p = 22{,}5 \cdot 40 = 900 \text{ кг см},$$

а крутящий момент на валу барабана

$$M_б = 500 \cdot 15 = 7500 \text{ кг см}.$$

Передаточное число i найдется из соотношения

$$i = \frac{M_б}{M_p \eta} = \frac{7500}{900 \cdot 0{,}885} \cong 9{,}4.$$

Берем $i = 10$.

Величину шага зацепления t определяем по формуле

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{c\psi z}} M_p.$$

В ручных лебедках, редко работающих при полном напряжении, допускают значение c для чугуна равным 24 кг/см². В этих случаях доминирующую роль играет прочность, а не износ зубьев.

Отношение $\psi = \frac{b}{t}$ берут равным 2, а число зубев = 10—11.

Возьмем $z_1 = 10$. Тогда

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{24 \cdot 2 \cdot 10} 900} \cong 2{,}26 \text{ см}.$$

Так как для колес лебедок величину шага t не берут менее 25 мм, то остановимся на величине шага $t = 25{,}2$ мм, что соответствует значению модуля $m = 8$ мм.

Начальный диаметр шестерни $D_1 = mz_1 = 8 \cdot 10 = 80$ мм.
Наружный » » $D_{1н} = D_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 8 = 96$ мм.
Внутренний » » $D_{1в} = D_1 - 2 \cdot 1{,}2m = 80 - 2{,}4 \cdot 8 =$ $= 60{,}8$ мм.

Длина зуба $b = \psi t = 2 \cdot 25{,}2 = 50{,}4$ мм, берем $b = 50$ мм.

Для большого зубчатого колеса имеем:

$$z_2 = z_1 i = 10 \cdot 10 = 100.$$

Начальный диаметр $D_2 = z_2 \cdot m = 100 \cdot 8 = 800$ мм.
Наружный » $D_{2н} = D_2 + 2m = 800 + 2 \cdot 8 = 816$ мм.
Внутренний » $D_{2н} = D_2 - 2 \cdot 1{,}2m = 800 - 2 \cdot 1{,}2 \cdot 8 = 780{,}8$ мм.
Длина зуба $b = 2t = 50$ мм.
Толщину обода s берем $0{,}5t$

$$s = 0{,}5t = 0{,}5 \cdot 25{,}2 \simeq 13 \text{ мм},$$

толщину рифта принимаем

$$e = s = 13 \text{ мм, округляем до } 15 \text{ мм}.$$

Число спиц определяем по формуле

$$A = \frac{1}{7}\sqrt{800} \simeq 4,$$

а самую спицу берем крестообразного сечения.

На линии вала размер H (при условии $a = 0{,}2H$) будет равен

$$H = \sqrt[3]{\frac{PR}{3A}} = \sqrt[3]{\frac{7500}{3 \cdot 4}} \simeq 8{,}55 \text{ см}.$$

Берем $H = 90$ мм, а $a \simeq 20$ мм.
На линии обода $H_1 = 0{,}8H = 0{,}8 \cdot 90 = 72$ мм.
Ширина u на линии вала

$$u = b = 50 \text{ мм},$$

а на линии обода

$$u_1 = 0{,}75, \quad u = 37{,}5 \text{ мм}.$$

Берем $u_1 = 40$ мм. Толщина и длина втулки берется, как известно, в зависимости от диаметра вала. Размеры шпонок выбираются по валу.

2. Рассчитать зубчатую передачу от электромотора к трансмиссионному валу. Мощность мотора $N_1 = 20$ ЛС, число оборотов мотора $n_1 = 975$ в минуту, число оборотов трансмиссионного вала $n_2 = 270$.

В виду большого числа оборотов мотора возможно ожидать большую окружную скорость на делительных окружностях зубчатых колес, а потому, чтобы получить бесшумную передачу, берем малое колесо из кожи, а большое из чугуна. Фирма AEG принимает число зубьев для кожаной шестерни, посаженной на вал мотора, в пределах от 16 до 20 при передаточном числе $i \leqslant 5$.

Берем число зубьев $z_1 = 18$, тогда на большом колесе

$$z_2 = 18 \frac{975}{270} = 65.$$

Величину шага зацепления t определяем по формуле

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{c\psi z_1} \frac{N_1}{n_1}},$$

где c — коэффициент износа — берем равным 8,5 кг/см², а $\psi = \frac{b}{t} = 3$, тогда

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{8{,}5 \cdot 3 \cdot 18} \frac{20}{975}} \simeq 2{,}73 \text{ см}.$$

Принимаем модуль $m = \frac{t}{\pi} = 9$, что соответствует шагу зацепления $t = 9\pi = 28{,}3$ мм.

При $t = 28{,}3$ мм величина c_∂ будет равна

$$c_\partial = \frac{10^3 \cdot 450 \cdot 20}{2{,}83^3 \cdot 3 \cdot 18 \cdot 975} = 7{,}55 \text{ кг/см}^2.$$

Начальный диаметр шестерни . . . $D_1 = mz_1 = 9 \cdot 18 = 162$ мм.
» » большого колеса $D_2 = mz_2 = 9 \cdot 65 = 585$ мм.

Скорость на начальных окружностях

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi 0{,}162 \cdot 975}{60} = 8{,}25 \text{ м/сек}.$$

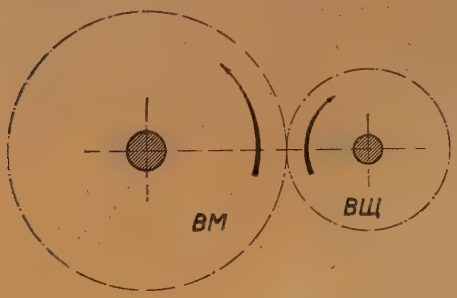
При скорости $v = 8{,}25$ м/сек значение c должно быть равно, примерно, 8,25 кг/см² (см. табл. 4).

Мы же имеем $c_\partial = 7{,}55$ кг/см², что весьма мало отличается от табличного $c_m = 8{,}25$ кг/см² и при том в сторону меньшую, а потому на полученном значении шага $t = 28{,}3$ мм можно остановиться.

Из сравнения величин c_∂ и c_m видно, что материал колес используется весьма рационально.

Длину зуба чугунного колеса берем $b = 3t \simeq 75$ мм, а длину зуба кожаной шестерни — несколько больше $b_m = 80$ мм, в виду возможного ее осевого перемещения.

3. Определить материал изображенных на чертеже зубчатых колес (фиг. 40).



Фиг. 40.

Для определения материала зубчатых колес найдем сначала то значение c кг/см², которое было принято при расчете, а затем уже по найденному значению c определим и материал.

Окружное усилие $P_{кг}$ на начальных окружностях колес равно

$$P = \frac{N \cdot 75}{v},$$

где

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi z_1 m n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 25 \cdot 7 \cdot 750}{1000 \cdot 60} \cong 6{,}87 \text{ м/сек},$$

тогда

$$P = \frac{N \cdot 75}{v} = \frac{20 \cdot 75}{6{,}87} \cong 218 \text{ кг}.$$

Значение $c = \frac{P}{bt}$ (см. формулу 7), при $b = 10m = 10 \cdot 7 = 70$ мм и $t = \pi m = \pi \cdot 7 = 21{,}98$ мм, будет равно

$$c = \frac{218}{7 \cdot 2{,}198} \simeq 14{,}2 \text{ кг/см}^2.$$

Подходящим материалом для зубчатых колес, работающих при $v = 6{,}87$ м/сек и $c = 14{,}2$ кг/см², как это видно из табл. 4, является бронза.

4. Существующую зубчатую передачу заставили работать с удвоенной окружной скоростью. Какую мощность в состоянии при этом передать зубчатые колеса?

Первоначально передаваемая зубчатыми колесами мощность была равна

$$N_1 = \frac{P_1 v_1}{75}, \qquad \text{(a)}$$

где P_1 — окружное усилие, а v_1 — скорость на начальных окружностях колес.

Окружное усилие P_1 равно

$$P_1 = c_1 b_1 t_1,$$

где c_1 — коэффициент износа, b_1 — длина зуба, а t_1 — шаг зацепления. При увеличении окружной скорости вдвое, передаваемая мощность, очевидно, будет уже другая, а именно

$$N_2 = \frac{c_2 b_1 t_1 v_2}{75} = \frac{c_2 b_1 t_1 2 v_1}{75}. \qquad \text{(b)}$$

В этой формуле скорость v_2 вдвое больше первоначальной скорости v_1, а коэффициент износа c_2 несколько меньше c_1.

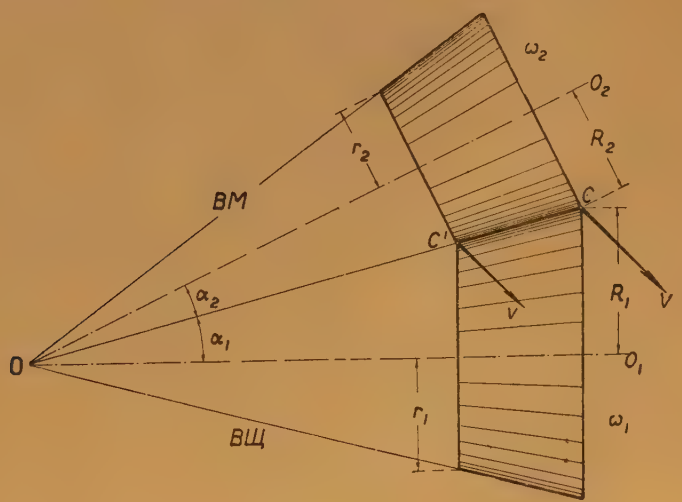
Из сравнения формул (a) и (b) видно, что мощность N_2 возрастет по отношению к мощности N_1 несколько меньше чем в два раза.

Коническая зубчатая передача.

1. Коническая зубчатая передача.

Коническая зубчатая передача применяется при передаче движения или мощности между пересекающимися валами. На практике применяется главным образом передача между двумя взаимно-перпендикулярными валами ($\alpha_1 + \alpha_2 = 90°$).

Действие конической передачи может быть рассматриваемо, по аналогии с цилиндрической, как качение без скольжения друг по другу двух усеченных конусов (фиг. 41). Эти конуса называются начальными конусами, а радиусы их больших оснований — радиусами конических колес.



Фиг. 41.

Для устранения скольжения необходимо, чтобы скорости в точках соприкосновения были одинаковы по величине и направлению для обоих конусов, а это, как известно, ведет к тому, чтобы вершины этих конусов совпадали.

Обозначим радиусы больших оснований конусов через R_1 и R_2, а радиусы малых оснований через r_1 и r_2. Пусть угловые скорости конусов будут ω_1 и ω_2, тогда окружная скорость V_1 на большом основании ведущего конуса будет

$$V_1 = \omega_1 R_1,$$

а скорость V_2 на большом основании ведомого конуса

$$V_2 = \omega_2 R_2.$$

Скорости v_1 и v_2 на малых основаниях конусов соответственно будут равны

$$v_1 = \omega_1 r_1 \quad \text{и} \quad v_2 = \omega_2 r_2.$$

В случае совпадения вершин

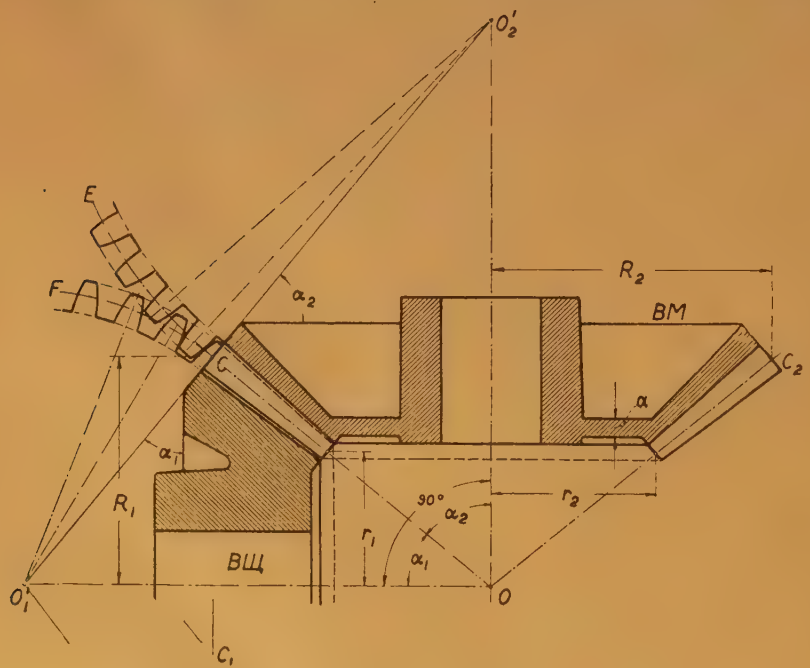
$$\frac{R_1}{r_1} = \frac{R_2}{r_2}$$

(что следует из подобия прилегающих к линии OC треугольников), поэтому и

$$\frac{V_1}{v_1} = \frac{V_2}{v_2},$$

т. е. при устранении скольжения, скорости любых точек соприкосновения будут одинаковы для обоих конусов.

Если на конусах поместить зубья, то, при перекатывании воображаемых конусов друг по другу, зубья одного будут входить в соприкосновение с зубьями другого и мы будем иметь зацепление двух конических зубчатых колес.



Фиг. 42.

Отношение

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_2} = i$$

носит название передаточного числа.

Выбор передаточного числа i производится на тех же самых соображениях, что и для цилиндрической зубчатой передачи.

При качении одного конуса по другому точки касания C окружностей радиусов R_1 и R_2 лежат на поверхности сферы, описанной из центра O радиусом OC (фиг. 42). Поэтому и точки профилей соприкасающихся

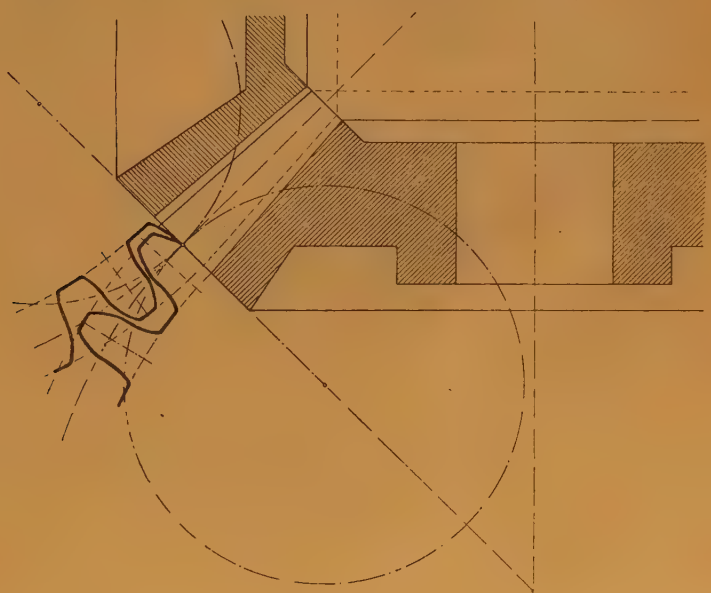
ИЗ КНИГ
С. А. Сенчищева

зубьев следовало бы расположить на поверхности той же сферы. Однако, трудность вычерчивания профилей на сфере, не могущей быть развернутой в плоскость, заставляет от этого отказаться.

Tredgold'ом было предложено заменить поверхность сферы поверхностями двух новых конусов O'_1CC_1 и O'_2CC_2, касающимися сферы в точке C. Образующие O'_1C и O'_2C этих конусов перпендикулярны к OC. Конусы O'_1CC_1 и O'_2CC_2 носят название дополнительных конусов. На развертках этих конусов вычерчивают профили зубьев, которые и принимают за профили зубьев конических колес.

2. Построение профилей зубьев.

Развертывают на плоскости поверхности дополнительных конусов, для чего проводят окружности радиусов O'_1C и O'_2C. Окружности эти



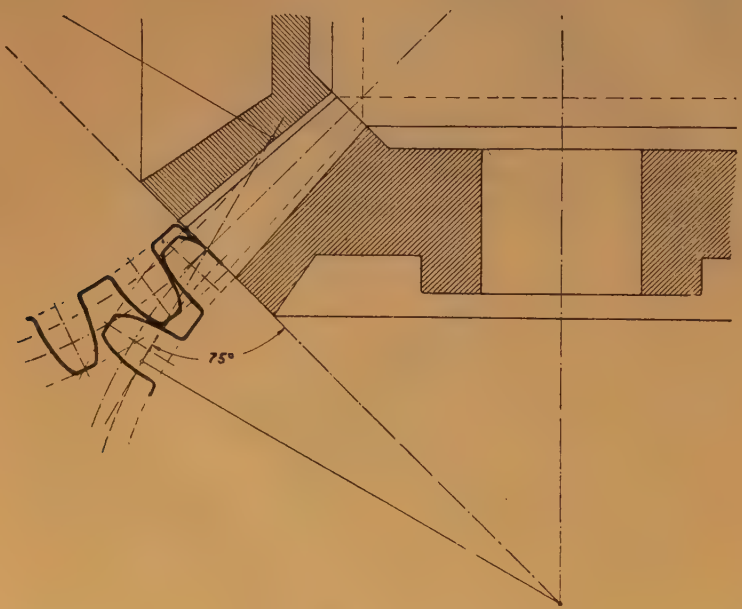
Фиг. 43.

принимают за начальные окружности цилиндрических колес. Затем проводят окружности выступов и впадин зубьев. На начальных окружностях вычерчивают профили с тем шагом, который зубья должны иметь на окружностях C_1C и C_2C (фиг. 42). Затем поверхности дополнительных конусов свертывают так, чтобы окружности CF и CE совпали с окружностями CC_1 и CC_2.

Поверхность зуба образуется от движения прямой, проходящей все время через точку O и скользящей по профилю зуба, выполненному на поверхности дополнительного конуса.

Профили зубьев выполняются либо по циклическим кривым (фиг. 43), либо по развертке круга (фиг. 44). Наибольшее распространение имеет разверточное зацепление.

Метод Tredgold'a не точен в силу того, что на конусе чертится то, что следовало бы чертить на сфере при точном построении. Точное же выполнение профиля весьма затруднительно, поэтому и довольствуются приближенным, более простым, а потому и более легким выполнением профиля. Практика показала, что метод Tredgold'a дает заметные ошибки. В настоящее время переходят к выполнению точных профилей зубьев на сфере.



Фиг. 44.

Радиусы O'_1C и O'_2C начальных окружностей цилиндрических колес определяются либо по чертежу (см. фиг. 42), либо вычислением:

$$R_1 = O'_1C \cdot \cos\alpha_1 \quad \text{и} \quad R_2 = O'_2C \cdot \cos\alpha_2,$$

откуда

$$O'_1C = \frac{R_1}{\cos\alpha_1} \quad \text{и} \quad O'_2C = \frac{R_2}{\cos\alpha_2}.$$

3. Построение зубьев конических колес.

Проводим через точку C прямую C_1C_2 перпендикулярно к CO и на ней откладываем вверх и вниз от точки C высоты головки и ножки зуба ($h_1 = m$ и $h_2 = 1{,}2\ m$) (фиг. 45). Соединяем точки C_1 и C_2 с точкою O. Затем откладываем от точки C по направлению к точке O длину зуба b и проводим через точку C' прямую $C'_1C'_2$, параллельную прямой C_1C_2.

Фигура $C_1C_2C'_2C'_1$ представляет собою проекцию зуба, которая, как это видно из чертежа, имеет вид трапеции, непараллельные грани которой сходятся к вершине O.

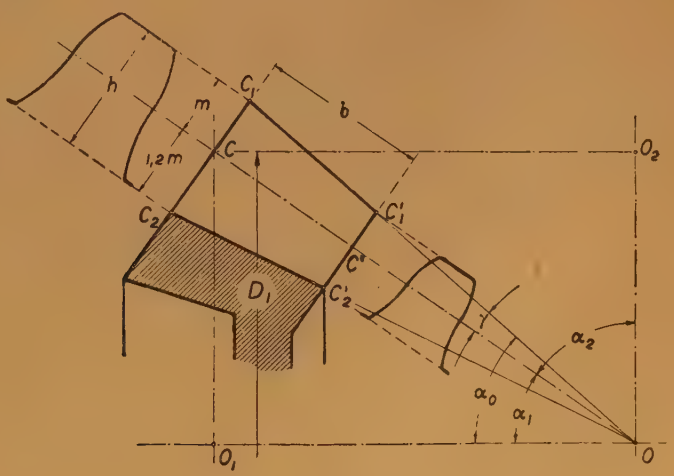
Угол α_0 называется углом обточки.

4. Расчет конической зубчатой передачи.

При расчете конической зубчатой передачи шаг зацепления определяют по отношению к внешним радиусам R_1 и R_2.

Расчет зубьев ведут либо на прочность при ручных грубых передачах, либо на износ — в передачах приводных. Расчет конических зубчатых колес ничем не отличается от расчета цилиндрических и ведется по тем же самым формулам, а потому все сказанное относительно цилиндрических колес может быть применено и к колесам коническим.

Длина зуба b берется в пределах от 2 до $5t$ (от 6 до $15m$). Для необработанных, литых зубьев отношение $\psi = \frac{b}{t}$ берется от 2 до 3. Для нарезных зубьев нормальных конических колес завод Fr. Stolzenberg'a берет $b = 8m$. Вообще чем больше окружная скорость колеса, тем большее значение придают ψ.



Фиг. 45.

Числом зубьев обычно задаются, соблюдая при этом установленное передаточное число i.

Материалом для колес служит главным образом чугун, затем стальное литье, сталь, кожа и проч.

Определив величину шага зацепления t и установив окончательно радиусы R_1 и R_2, определяют окончательно радиусы O_1C и O_2C (смотри фиг. 45) и вычерчивают профили зубьев.

5. Осевые давления.

При работе конических зубчатых колес всегда имеют место давления, направленные вдоль их осей (осевые давления). Эти давления стремятся вызвать расхождение вершин начальных конусов.

Появление осевых давлений вызывается отклонением на некоторый угол β нормального давления P_k между зубьями от нормали к линии цент-

ров $O'_1O'_2$ цилиндрических колес, заменяющих собою конические, т. е. несовпадение нормального давления P_k с окружным усилием P (фиг. 46).

Это отклонение вызывает появление усилия R, перпендикулярного к длине зуба и лежащего в осевой плоскости. Разлагая это усилие R на составляющие, получим

$$S_1 = R \sin \alpha_1 = P \operatorname{tg} \beta \sin \alpha_1$$

и

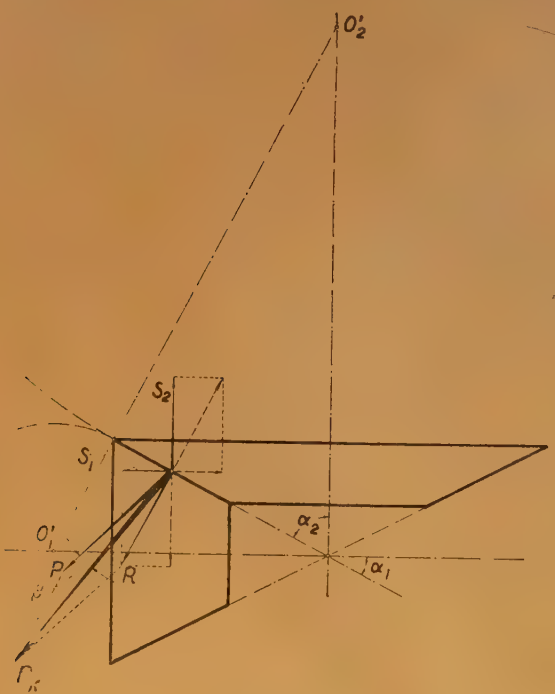
$$S_2 = R \sin \alpha_2 = P \operatorname{tg} \beta \sin \alpha_2.$$

Для эвольвентного зацепления угол β может быть взят равным 15°. Тогда, выражая $\sin \alpha_1$ и $\sin \alpha_2$ через диаметры D_1 и D_2, получим, что

$$S_1 = \frac{0,268P}{\sqrt{D_1^2 + D_2^2}} D_1$$

и

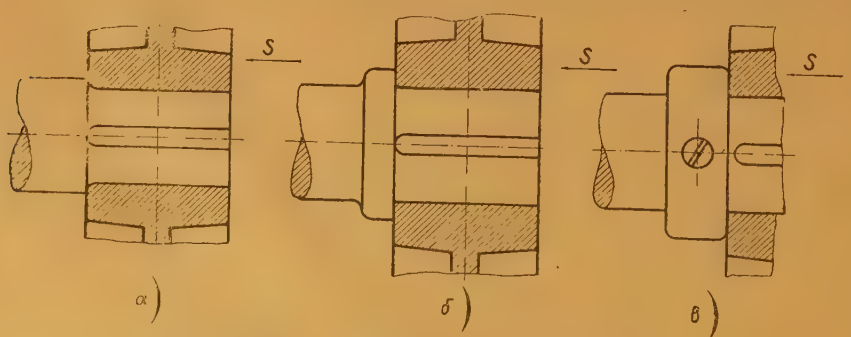
$$S_2 = \frac{0,268P}{\sqrt{D_1 + D_2^2}} D_2.$$



Фиг. 46.

Усилие S_1 действует вдоль оси меньшого колеса, изгибает вал большего колеса и нагружает его подшипник. Усилие S_2 действует вдоль оси большего колеса, изгибает вал меньшего колеса и нагружает его подшипник.

Для восприятия этих осевых усилий, принимающих в крупных передачах значительные усилия, зубчатые конические колеса должны быть



Фиг. 47.

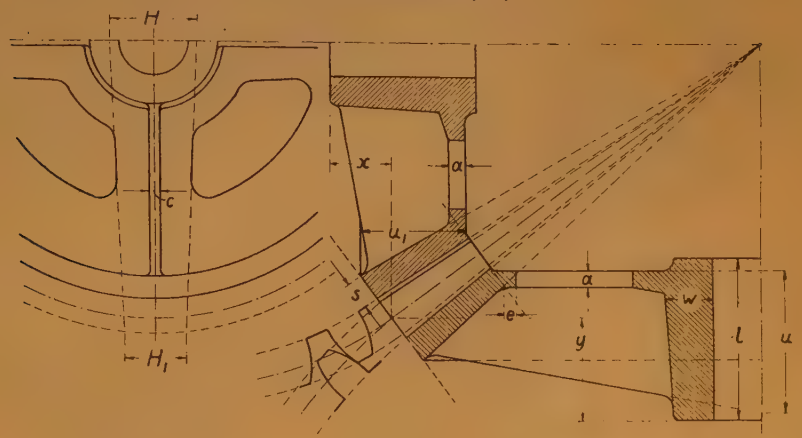
снабжены устройствами, препятствующими колесам смещаться вдоль их валов. Таковыми устройствами могут служить: а) заплечики вала, б) наварные буртики и в) упорные кольца (фиг. 47).

6. Расчет и конструирование элементов конических зубчатых колес.

Большинство размеров конических зубчатых колес определяется по тем же формулам, по которым определяются и соответственные размеры цилиндрических колес. Разница будет лишь в том, что в эти формулы надлежит вносить величину шага конических колес.

Толщина обода s (фиг. 48) берется

$$s = 0{,}45t \div 0{,}6t,$$

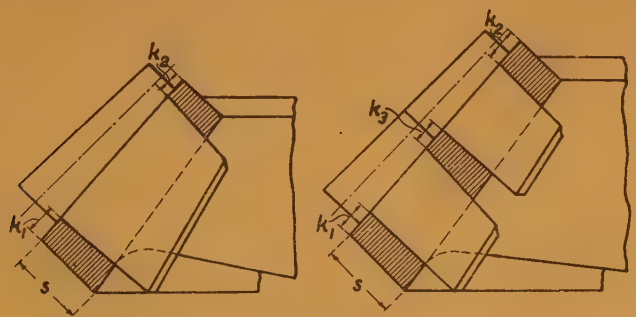


Фиг. 48.

если зубья обоих колес из одного и того же материала и

$$s = 0{,}4t \div 0{,}5t,$$

если одно из колес имеет деревянные зубья, при чем в этом последнем случае размер s относится к тому колесу, у которого зубья металлические.



Фиг. 49.

У колеса с деревянными зубьями величина s берется (фиг. 49) для колес с цельным зубом

$$s = 1{,}0t \div 1{,}25t,$$
$$k_1 = 0{,}45t \div 0{,}5t$$

и

$$k_2 = 0{,}35t \pm 0{,}4t.$$

Для колес с двойным зубом при $b > 200$ мм

$$s = 1{,}0t \div 1{,}25t$$

$$k_1 = k_2 = 0{,}35t \div 0{,}40t$$

и

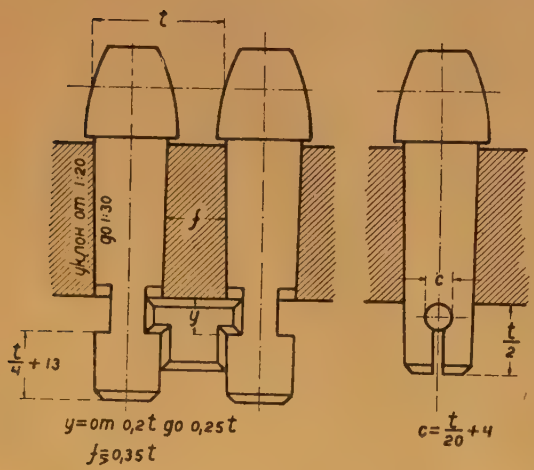
$$k_3 = 0{,}25t \div 0{,}3t.$$

Размеры самих деревянных зубьев могут быть взяты по фиг. 50.

Число спиц A принимают либо по формулам для цилиндрических колес, либо из следующей таблицы

ТАБЛИЦА 10.

При D . . . . =	$\geqslant$ 375	375—750	750—1050	$>$ 1050 мм
A . . . . . =	4	4—6	6	8 спиц



Фиг. 50.

В малых колесах вместо спиц делается диск (фиг. 42), толщина которого a берется

$$a = 0{,}2t \div 0{,}3t.$$

Сечение спиц большею частью делается тавровым (|—), рабочее (расчетное) ребро спицы располагают ближе к вершине начального конуса (фиг. 51). Толщина ребра a спицы в плоскости колеса берется примерно $0{,}2t$, а перпендикулярного ребра $c \leqq \frac{1}{6} t$ с уклоном боковых сторон в $\frac{1}{25}$. Размер H на линии вала определяется из условия работы спицы на изгиб. Размер H_1 у обода берется равным $0{,}75H$ (фиг. 48).

При свертных колесах $H_p = 1{,}4H$ на линии вала и $H'_p = 0{,}8H_p$ у обода.

Ширина u побочного ребра на линии вала берется равной

$$u = b \div 1{,}25b,$$

а у обода

$$u_1 = (0{,}7 \div 0{,}8)\, u.$$

Все остальные размеры колес берутся по тем же формулам, что и для колес цилиндрических.

Внешний диаметр втулки берется равным от 1,8 до 2,0d, где d — диаметр вала, на который насажено колесо. Длина втулки $l = b \div (b + 0{,}1R)$, уклон у ступицы снаружи не менее $\frac{1}{25}$.

При вычерчивании втулки устанавливают, так называемую, условную длину втулки x и y (фиг. 48). Дли малого колеса (шестерни) величина x выбирается в зависимости от диаметра начальной окружности.

ТАБЛИЦА 11.

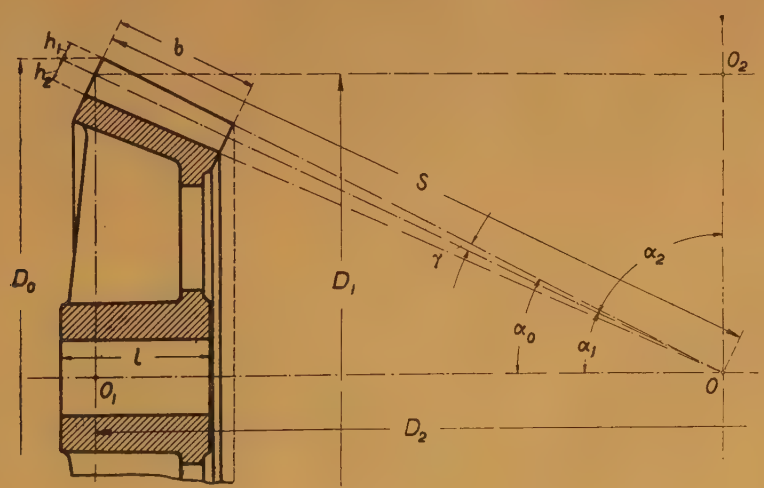
Диаметр начальной окружности в мм	50	75	100	150	200	250	300	350	400
Условная длина втулки x в мм	9	11	13	16	19	22	25	28	31

Для большого колеса условная длина втулки y равна

$$y = \frac{Z}{z} \cdot 1{,}25 \cdot x,$$

где Z — число зубьев у большого колеса, а z — у шестерни.

Площадь сечения болтов, свертывающих обод разрезного колеса, берется с каждой стороны равной $\frac{1}{5}$ сечения обода.



Фиг. 51.

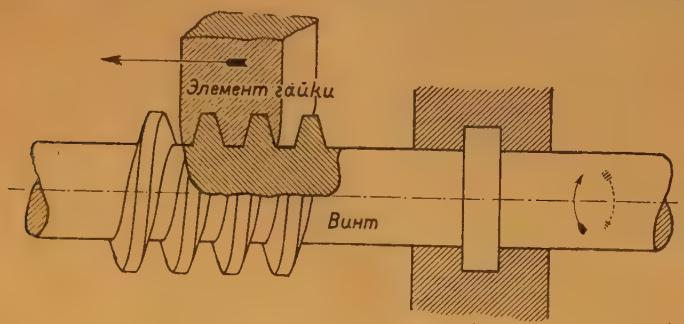
На фиг. 51 проставлены основные размеры зубчатых колес, необходимые как для построения, так и для их выполнения.

ЧАСТЬ ВТОРАЯ.

Червячная передача.

1. Червячная передача.

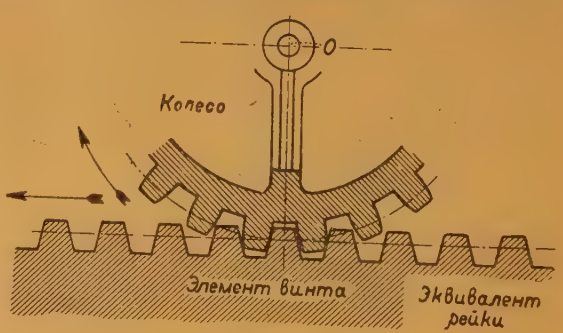
Червячная передача применяется при пересекающихся валах. Она получила на практике большое распространение благодаря возможности осуществлять большие передаточные числа $(50 \div 300)$ [1]) при минимальном числе передаточных органов и при весьма ограниченном пространстве (компактность передачи). Кроме того червячной передаче имеет место плавность работы: удары в зубьях отсутствуют.



Фиг. 52.

Червячная передача представляет собою сочетание винта (червяка) с винтовым (червячным) колесом. Оси винта и колеса лежат в плоскостях, перпендикулярных между собою.

Представим себе, что имеются винт и гайка, при чем гайка не полностью, а лишь частично обхватывает винт (фиг. 52). Винт имеет одно лишь вращательное, а гайка — поступательное движение.

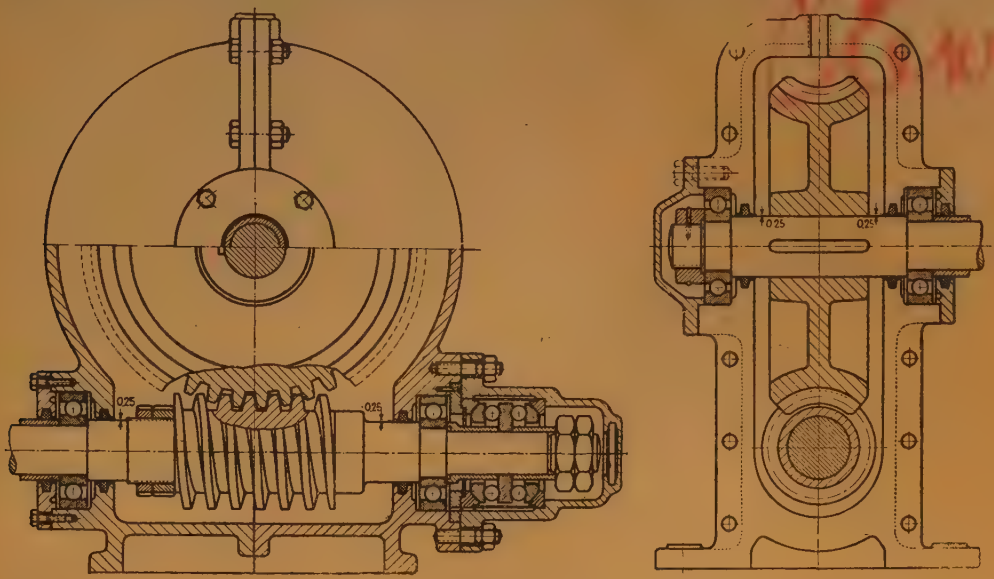


Фиг. 53.

Элемент гайки можно рассматривать как рейку с косыми зубьями, наклоненными к оси винта под углом α, равным углу подъема винта. Выгибая начальную линию зацепления рейки по некоторой дуге центра O (фиг. 53), сможем преобра-

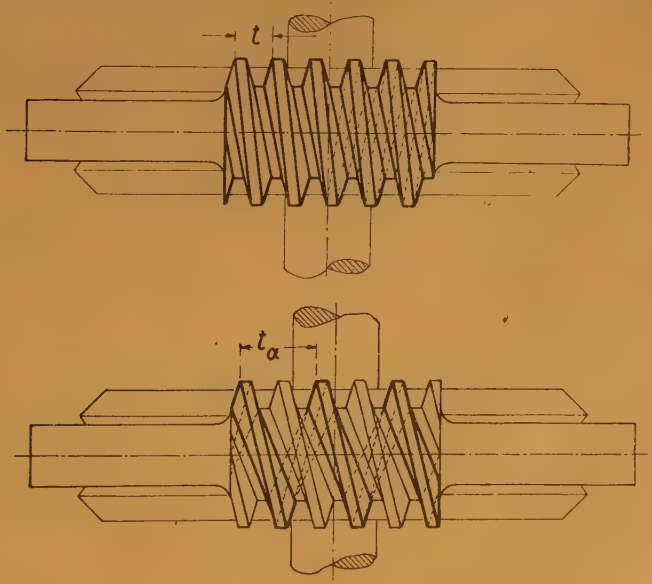
[1]) Наиболее ходовые передаточные числа колеблются для винтов многооборотных в пределах от 10 до 25.

зовать поступательное движение рейки во вращательное, а развивая элемент сектора в круговой, получим и самую червячную передачу (фиг. 54).



Фиг. 54.

Выступы винта образуются винтовым движением заданного профиля, лежащего в плоскости, проходящей через ось винта. Толщина выступа



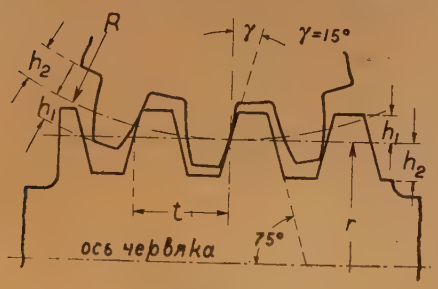
Фиг. 55 и 56.

плюс ширина впадины по начальной окружности винта носят название шага и обозначаются обычно буквою t [1]).

[1]) Кинематическую сторону червячной передачи см. у проф. Н. И. Мерцалова „Кинематика механизмов“, изд. 1916 г.

Различают винты однооборотные и многооборотные. Винт, образованный движением одного профиля, называется однооборотным (фиг. 55), а образованный одновременным движением двух профилей по винтовым линиям одного и того же шага — двухоборотным (двухходовым, двухниточным) и т. д. (фиг. 56).

Разрез червячной передачи плоскостью, проходящей через ось винта и перпендикулярной к оси червячного колеса, дает вид, тождественный виду зацепления цилиндрического зубчатого колеса с рейкой (фиг. 53).



Фиг. 57.

Профиль выступа винта имеет обычно прямолинейное очертание с нормальным наклоном к оси винта под углом в 75° (фиг. 57). Такому прямолинейному выступу червяка соответствует эвольвентное очертание зубьев червячного колеса. Возможно также построить профили и с циклическим очертанием.

Опыты Эрнста и Штрибека с червячными передачами показали, что при эвольвентном зацеплении получается меньший износ, а потому в настоящее время почти исключительно и применяется эвольвентное зацепление.

Построение профилей зубьев червячного колеса производится точно так же как и для цилиндрических зубчатых колес. Профиль зубьев червячного колеса должен соответствовать профилю выступа червяка.

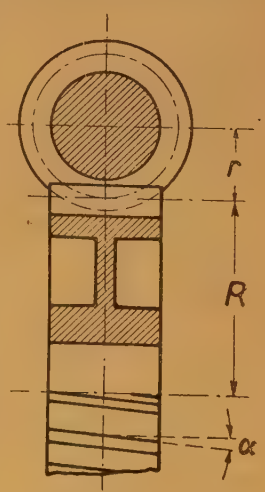
Высоту головки зуба h_1 берут равной $0{,}25t$, а высоту ножки $h_2 = 0{,}3t$ (см. фиг. 57).

При измерении размеров зуба в модулях берут

$$h_1 = 1m \quad \text{и} \quad h_2 = 1{,}2m.$$

Обод червячного колеса может быть и цилиндрическим и вогнутым.

При цилиндрическом ободе зубья колеса не параллельны оси колеса, а наклонены к ней под углом α, равным углу подъема винтовой линии (фиг. 58). При такой форме зубьев имеет место их быстрое изнашивание, так как они соприкасаются с выступами винта лишь в одной точке и неспособны прирабатываться. Передача работает с низким коэффициентом полезного действия и применяется лишь для ручных грубых механизмов.

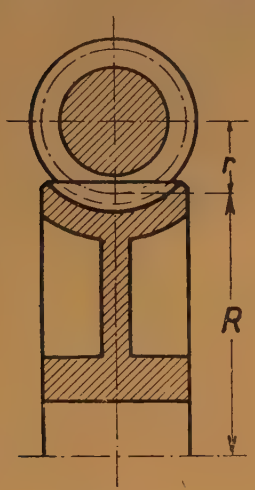


Фиг. 58.

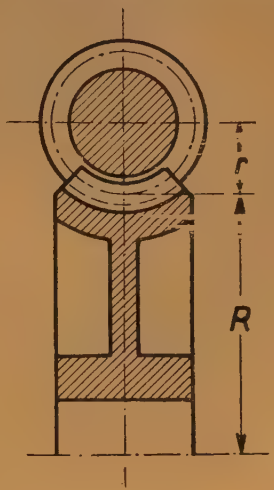
Чтобы устранить этот недостаток, обод колеса делают вогнутым, обхватывающим червяк (фиг. 59, 60 и 61), а зубья образуются винтовым движением профиля, соответствующим профилю червяка. С боков зубья ограничиваются либо цилиндрическими, либо коническими поверхностями (фиг. 60). Впадины ограничиваются кольцевыми поверхностями.

На фиг. 60 представлено наиболее рациональное очертание зуба, при котором достигается бо́льшая дуга зацепления, плавная работа и меньшая изнашиваемость. Применяется во всех ответственных случаях.

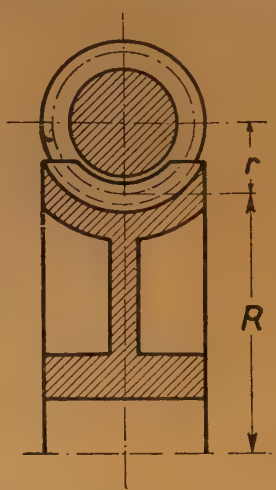
На фиг. 59 и 61 представлено менее хорошее очертание зубьев, передача работает хуже, дуга зацепления меньше, но изготовление колеса проще. Применяется в неответственных маломощных передачах.



Фиг. 59.

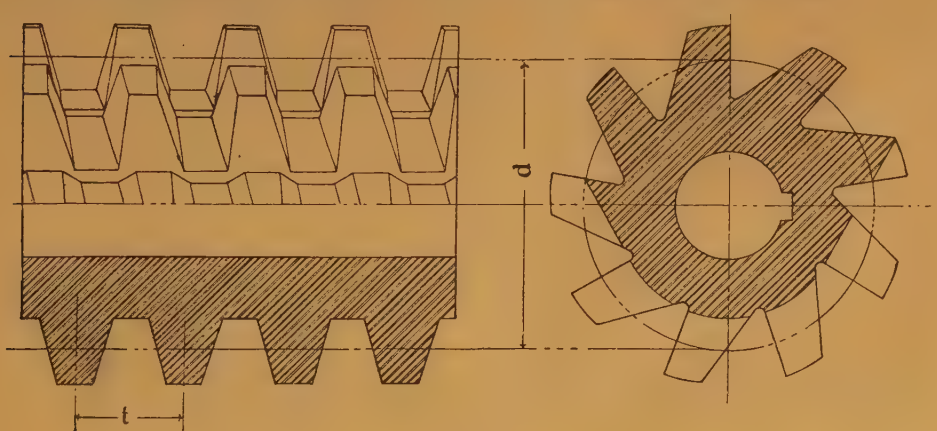


Фиг. 60.



Фиг. 61.

Вообще говоря, рациональной конструкцией червячного колеса является та, которая получается автоматически на фрезерных станках при нарезании зубьев фрезами, подобными по форме с работающим червяком (фиг. 62), и при одновременном вращении колеса с надлежащей скоростью.



Фиг. 62.

Лучшими материалами для червячной передачи являются: твердая фосфористая бронза для колеса и сталь для червяка, затем следуют — чугун для колеса и сталь или бронза для червяка. Стальное литье для колеса и червяка допустимо лишь при малых скоростях. При больших скоростях и продолжительной работе рекомендуется колесо и червяк применять фрезованными.

Во всех ответственных приводных передачах колеса изготовляются из бронзы. Сочетание материала «сталь — бронза» хорошо работает, мало изнашивается и достаточно прочно, но относительно дорого.

Червячные колеса из стали или чугуна работают хуже, быстро изнашиваются и менее надежны. Применяются в неответственных случаях.

Так как червячная передача представляет собою модификацию винта и зубчатого колеса, то все основные элементы и положения винтов и зубчатых колес целиком повторяются и в червячных передачах.

Червяк обычно характеризуется углом подъема α винтовой (средней) линии, оборотностью и шагом. Для многооборотных червяков шаг червяка t_a равен шагу t однооборотного червяка того же самого профиля, умноженному на оборотность. Обозначая оборотность через a, будем иметь:

$$t_a = ta.$$

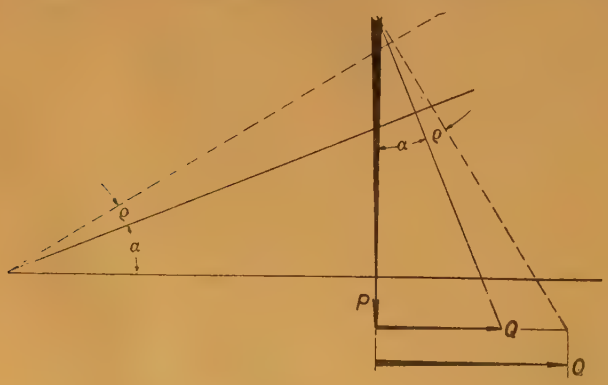
2. Коэффициент полезного действия червячной передачи.

При передаче от червяка к колесу коэффициент полезного действия выражается

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha+\rho)}\ ^{1}), \qquad 21)$$

где ρ — угол трения.

Рассматривая выражение коэффициента полезного действия, видим, что он растет с увеличением угла подъема α и с уменьшением угла трения ρ.



Фиг. 63.

На фиг. 64 вычерчена кривая, показывающая зависимость коэффициента полезного действия от угла трения ρ при постоянном угле подъема α. Из рассмотрения этой кривой видно, что влияние угла трения ρ на η значительно, и что необходимо всегда стремиться к уменьшению угла ρ теми или другими средствами (соответствующим подбором материалов, обработкой и смазкой).

---

[1]) Кинематическая пара — червяк, червячное колесо — по существу ничем не отличается от винтовой, а потому для червячной передачи могут быть применены те же соотношения, что и для винтовой. Из фиг. 63 видно, что $Q = P \operatorname{tg}\alpha$ — при отсутствии трения и $Q_1 = P \operatorname{tg}(\alpha+\rho)$ — при наличии трения. Коэффициент полезного действия η есть отношение $\frac{Q}{Q_1}$.

$$\eta = \frac{Q}{Q_1} = \frac{P \operatorname{tg}\alpha}{P \operatorname{tg}(\alpha+\rho)} = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha+\rho)}.$$

Из теории винта известно, что максимальное значение коэффициента полезного действия η получается при угле подъема $\alpha = 45° - \frac{\rho}{2}$.

Отсюда следует, что для увеличения η следует увеличивать угол α.

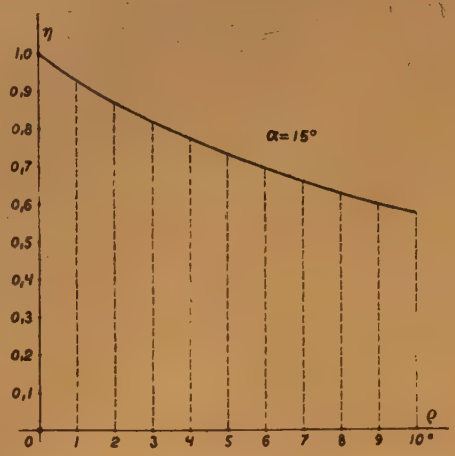
При $\alpha = 45° - \frac{\rho}{2}$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\left(45° - \frac{\rho}{2}\right)}{\operatorname{tg}\left(45° + \frac{\rho}{2}\right)} = \operatorname{tg}^2\left(45° - \frac{\rho}{2}\right).$$

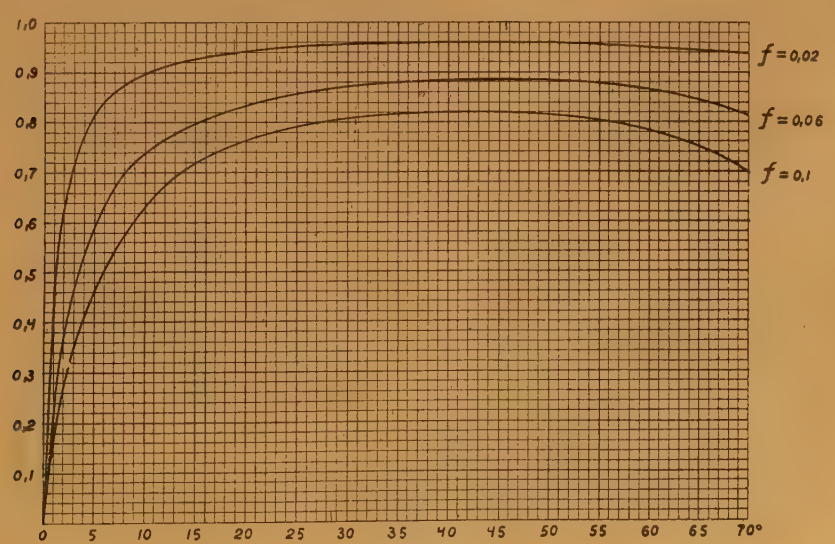
Очевидно, что при угле подъема $\alpha = 90° - \rho$ передача от червяка к колесу невозможна.

При $\alpha = 0$, $\eta = 0$, следовательно, в пределах между $\alpha = 0°$ и $\alpha = 90° - \rho$ возможно применение червячной передачи (от червяка к червячному колесу).

Увеличение угла подъема α влечет за собою переход к винтам многооборотным, поскольку это является технологически возможным и обеспечивает хорошую дугу зацепления. Обычно там, где идет речь о повышении коэффициента полезного действия, применяют червяки двух, трех, реже четырехоборотные. Дальнейшее



Фиг. 64.



Фиг. 65.

увеличение оборотности отражается на стоимости изготовления винта и на уменьшении дуги зацепления.

Выгодные условия зацепления получаются при углах подъема, не больших 18°. Выше этого предела коэффициент полезного действия уменьшается вследствие несовершенства зацепления. На практике редко применяют углы подъема $\alpha > 25°$ (см. фиг. 65).

Ходовыми величинами углов наклона для винтов однооборотных являются углы

$$\alpha = \text{от } 6° \text{ до } 9°,$$

для двухоборотных

$$\alpha = \text{от } 12° \text{ до } 18°$$

и для трехоборотных

$$\alpha = \text{от } 18° \text{ до } 25°.$$

На величину коэффициента полезного действия оказывает влияние и угол трения ρ (см. фиг. 64).

Угол трения ρ почти не зависит от формы профиля винта и уменьшается с увеличением угла α, но зато он зависит не только от давления, но и от скорости относительного движения скользящих поверхностей.

Из опытов проф. Штрибека зависимость коэффициента трения от окружной скорости и нагрузки может быть выражена следующим образом.

ТАБЛИЦА 12.

Скорость червяка V (м/сек)	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0
Давление на зуб P (кг) . .	500	500	500	400	250	260
Коэффициент трения $f = \operatorname{tg}\rho$	0,060	0,051	0,047	0,040	0,030	0,025

На изменение угла трения ρ сказывается также и конструкция червячной передачи. Обильная и подходящая смазка, тщательная обработка и соответствующие материалы (сталь — бронза) ведут к уменьшению угла ρ.

Угол трения ρ при его минимальном значении наблюдается лишь при особо выгодных условиях во время движения с большой скоростью и при обильной смазке. При хорошем, тщательном выполнении червячной передачи из соответствующих материалов, при работе в масляной ванне коэффициент трения $f = \operatorname{tg}\rho$ колеблется в пределах от 0,06 до 0,02. В обыкновенных случаях для состояния покоя значение $f = \operatorname{tg}\rho$ несмотря на обильную смазку может увеличиться до 0,1.

Следовательно, там, где имеют место частые остановки, напр., при подъемных механизмах, лифтах и проч., нельзя коэффициент трения f принимать меньшим 0,1, тем более, что удары груза при остановках стремятся расстроить винтовое зацепление и тем самым нарушить правильную работу червячной передачи.

Принимая максимальное значение угла $\alpha = 25°$, применяемое на практике, будем иметь: при $\operatorname{tg}\rho = 0{,}02$ $(\rho = 1°94')$

$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha+\rho)} = \frac{\operatorname{tg}25°}{\operatorname{tg}(25°+1°94')} = 0{,}95;$$

при $\operatorname{tg}\rho = 0{,}1$ $(\rho = 5°43')$

$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha+\rho)} = \frac{\operatorname{tg}25°}{\operatorname{tg}(25°+5°43')} = 0{,}785.$$

ТАБЛИЦА 13.

Таблица значений $\eta = \dfrac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha+\rho)}$.

Угол подъема α	Коэффициент трения $f = \operatorname{tg}\rho$									
$f =$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10
$\rho =$	0°34′	1°9′	1°43′	2°18′	2°52′	3°26′	4°0′	4°34′	5°9′	5°43′
5°	0,887	0,812	0,743	0,683	0,633	0,590	0,552	0,519	0,489	0,462
6°	0,913	0,841	0,777	0,724	0,673	0,633	0,596	0,565	0,533	0,507
7°	0,925	0,860	0,804	0,755	0,707	0,668	0,634	0,603	0,572	0,544
8°	0,934	0,875	0,824	0,779	0,734	0,698	0,665	0,632	0,605	0,578
9°	0,935	0,883	0,836	0,794	0,752	0,718	0,684	0,656	0,627	0,600
10°	0,941	0,895	0,850	0,809	0,772	0,736	0,707	0,678	0,652	0,627
12°	0,946	0,902	0,862	0,822	0,785	0,755	0,724	0,698	0,671	0,647
13°	0,955	0,914	0,873	0,838	0,804	0,772	0,742	0,717	0,692	0,668
14°	0,958	0,919	0,866	0,853	0,822	0,793	0,766	0,743	0,718	0,696
15°	0,961	0,926	0,892	0,861	0,831	0,804	0,778	0,754	0,731	0,709
16°	0,963	0,930	0,899	0,869	0,839	0,815	0,788	0,765	0,742	0,721
17°	0,965	0,933	0,905	0,877	0,847	0,822	0,797	0,775	0,752	0,730
18°	0,967	0,937	0,908	0,881	0,853	0,828	0,804	0,783	0,760	0,740
19°	0,969	0,938	0,910	0,884	0,850	0,835	0,811	0,789	0,768	0,749
20°	0,970	0,941	0,914	0,888	0,863	0,840	0,817	0,796	0,776	0,756
21°	0,972	0,943	0,919	0,893	0,869	0,846	0,824	0,803	0,782	0,763
22°	0,972	0,946	0,920	0,896	0,873	0,851	0,828	0,810	0,788	0,770
23°	0,973	0,947	0,922	0,898	0,874	0,855	0,833	0,812	0,793	0,775
24°	0,974	0,949	0,923	0,903	0,879	0,859	0,836	0,818	0,797	0,779
25°	0,974	0,950	0,927	0,904	0,882	0,861	0,841	0,822	0,803	0,785

Передача вращения от червячного колеса к червяку применяется весьма редко, в этом случае коэффициент полезного действия принимает вид

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}{\operatorname{tg}\alpha}.$$

Максимальное значение коэффициента полезного действия получается при $\alpha = \left(45° + \frac{\rho}{2}\right)$.

При угле $\alpha = 25°$ и при $f = \operatorname{tg}\rho = 0{,}02$

$$\eta = 0{,}948.$$

При угле $\alpha = 25°$ и при $f = \operatorname{tg}\rho = 0{,}01$

$$\eta = 0{,}75.$$

Сопоставляя эту передачу с передачей от червяка к колесу, видим, что она работает менее экономично.

Различают передачи самотормозящие и несамотормозящие. Самотормозящей называется такая передача, при которой невозможно передать вращение винту от червячного колеса. Условием самоторможения является $\angle\alpha \leqslant \angle\rho$.

Естественно, что самоторможение червячной передачи отражается и на коэффициенте полезного действия.

Величина угла трения ρ в самотормозящих передачах колеблется от 5°43′ до 15° ($\operatorname{tg}\rho$ = от 0,1 до 0,25).

Для надежности самоторможения принимают $\rho \leqslant 6°$.

При $\alpha = 6°$ и $\rho = 6°$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 6°}{\operatorname{tg}(6° + 6°)} = 0{,}493, \quad \eta = 49{,}3\%.$$

При необработанных зубьях самоторможение обеспечено и при $\alpha \leqslant 10°$.

Естественно, что там, где сбережение силы играет хотя бы ничтожную роль, нечего заботиться о самоторможении червяка, лучше ставить отдельные тормозящие детали, недорого стоящие, а червякам придавать больший угол подъема α и тем самым повышать коэффициент полезного действия. В червячной передаче, кроме потерь, присущих исключительно винтовой передаче (трение вдоль винтовой линии), имеются также потери от трения на зубьях (общие всем зубчатым передачам) и потери от трения в подшипниках (общие всем передачам при помощи вращающихся тел). Следовательно, червячная передача является менее выгодной по сравнению с зубчатой передачей, поскольку она заменяет собою одну их пару.

При замене двух, трех и более пар зубчатых передач условия зацепления изменяются и часто в ее пользу.

Для получения выгодных условий зацепления, необходимо, чтобы червячное колесо имело не менее 28 зубьев ($z \geqslant 28$) и при угле подъема

винтовой линии червяка не более 25°, при чем оборотность обычно не более четырех. Таким образом, наименьшее передаточное число, достигаемое практически при червячной передаче, будет $i = \frac{28}{4} = 7$ (передаточное число $i = \frac{z}{a}$, см. ниже), т. е. приблизительно равно наибольшему достигаемому при помощи одной пары зубчатых колес.

Отсюда следует, что область применения червячной передачи начинается там, где передача зубчатыми колесами требует несколько их пар. С увеличением числа пар зубчатых колес уменьшается коэффициент полезного действия зубчатой передачи, а потому при значительном передаточном числе коэффициент полезного действия червячной передачи бывает значительно выше коэффициента полезного действия зубчатой передачи.

Принимая во внимание все потери в червячной передаче, будем иметь ее коэффициент полезного действия

$$\eta_{передачи} = 0{,}95 \text{ до } 0{,}97\,\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha+\rho)},$$

где взято 3% на потери от трения в зубьях и 2% на трения в подшипниках

При $\alpha = 25°$ и $\rho = 2°18'$ $(\operatorname{tg}\rho = 0{,}04)$

$$\eta_{передачи} = 0{,}95\,\frac{\operatorname{tg}25°}{\operatorname{tg}(25° + 2°18')} = 0{,}85.$$

При двух парах зубчатых колес

$$\eta_1 = 0{,}95 \cdot 0{,}95 = 0{,}90.$$

При трех парах зубчатых колес

$$\eta_1 = 0{,}95^3 = 0{,}85.$$

Отсюда видно, что, при одинаково рациональной конструкции зубчатых колес и подшипников, червячная передача по экономичности приблизительно равносильна трем парам зубчатых колес.

3. Передаточное число.

Назовем, как и раньше в зубчатой передаче, отношение большего числа оборотов к меньшему передаточным числом. Пусть число оборотов в минуту червяка будет n_1, а червячного колеса — n_2, тогда передаточное число

$$i = \frac{n_1}{n_2}.$$

При одном обороте червяка рейка передвинется вдоль его оси на величину хода (шага) t_a, следовательно, скорость передвижения рейки будет

$$v_1 = \frac{t_a n_1}{60}.$$

Скорость же на начальной окружности червячного колеса будет

$$v_{ч.к} = \frac{\pi D n_2}{60},$$

где D — начальный диаметр червячного колеса.

Так как скорости v_1 и $v_{ч.к.}$ должны быть равны, то из их равенства вытекает, что

$$\frac{t_a n_1}{60} = \frac{\pi D n_2}{60} \quad \text{или} \quad \frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi D}{t_a},$$

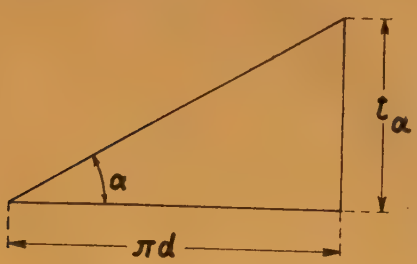
но так как $t_a = \pi d \operatorname{tg} \alpha$ (фиг. 66), то

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi D}{\pi d \operatorname{tg} \alpha} = \frac{D}{d \operatorname{tg} \alpha},$$

следовательно,

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D}{d \operatorname{tg} \alpha}.$$

При одном обороте червяка червячное колесо повернется на один зуб, в случае, если червяк однооборотный, на два зуба, если червяк двухоборотный, и т. д.



Фиг. 66.

Для того, чтобы колесо повернулось на один оборот, однооборотный (одноходовой) червяк должен сделать число оборотов, равное числу зубьев червячного колеса.

Если же червяк двухоборотный, то для полного оборота червячного колеса он должен сделать число оборотов вдвое меньше, чем число зубьев z на червячном колесе.

Следовательно, чем больше оборотность червяка, тем меньшее число раз он должен повернуться для одного поворота червячного колеса.

Обозначим оборотность червяка через a, тогда передаточное число

$$i = \frac{z}{a}.$$

При однооборотном червяке $a = 1$ $\quad i = z$

» двухоборотном » $\quad a = 2 \quad i = \frac{z}{2}$.

Итак,

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D}{d \operatorname{tg} \alpha} = \frac{z}{a}.$$

Обозначая крутящий момент на валу червячного колеса через $M_{ч.к}$, а момент на валу червяка через $M_ч$ и вводя коэффициент полезного дей-

ствия червячной передачи $\eta = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha+\rho)}$, будем иметь, что

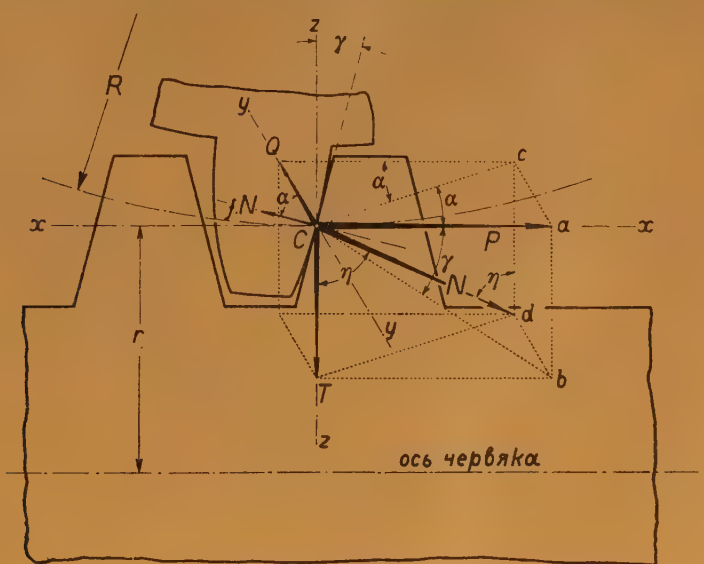
$$i = \frac{M_{ч.к}}{M_ч \eta}$$

или окончательно

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D}{d \operatorname{tg}\alpha} = \frac{z}{a} = \frac{M_{ч.к}}{M_ч \eta}. \qquad (22)$$

4. Расчет червячной передачи.

Для передачи работы от червяка к колесу или обратно необходимо, чтобы соприкасающиеся поверхности зубца колеса и выступа червяка прижимались друг к другу с некоторой силой N, перпендикулярной к поверхности винта и колеса в месте их соприкосновения (фиг. 67). Эту силу



Фиг. 67.

взаимодействия винта на колесо и обратно можно разложить на три взаимно-перпендикулярных составляющих, направленных по осям $x-x$, $y-y$ и $z-z$, а именно, на горизонтальную силу P, на вертикальную — T, лежащую в одной плоскости с силой P, и на Q, перпендикулярную к плоскости действия сил P и T.

Сила P является окружным усилием червячного колеса и осевым усилием червяка. Сила Q служит окружным усилием червяка и осевым усилием червячного колеса. Сила T является изгибающей червяк силой.

Из фиг. 67 имеем, что

$$Q = ac = P \operatorname{tg}\alpha$$

или

$$Q = P \operatorname{tg}\alpha.$$

Такова зависимость между силами Q и P при отсутствии трения.

Если же принять во внимание силу трения fN, направленную по касательной к винтовой линии, то зависимость получается иная, а именно

$$Q_1 = P \operatorname{tg}(\alpha + \rho), \qquad \text{(a)}$$

здесь сила $Q_1 > Q$ (при одном и том же окружном усилии червячного колеса), так как часть силы Q_1 идет на преодоление трения в зубьях передачи.

Из прикладной механики известно, что на преодоление трения тратится $\frac{f\pi}{z} Q_1$ [1]), следовательно, на создание окружного усилия P на колесе остается

$$Q = Q_1 - \frac{f\pi}{z} Q_1 = Q_1 \left(1 - \frac{f\pi}{z}\right),$$

откуда

$$Q_1 = \frac{Q}{1 - \frac{f\pi}{z}}. \qquad \text{(b)}$$

Сопоставляя уравнения (a) и (b), будем иметь

$$\frac{Q}{1 - \frac{f\pi}{z}} = P \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$$

или

$$Q = P \operatorname{tg}(\alpha + \rho)\left(1 - \frac{f\pi}{z}\right).$$

Дробь $\frac{f\pi}{z}$ достаточно мала, ею обычно пренебрегают, так при $f = 0{,}2$ и $z = 50$

$$\frac{f\pi}{z} = \frac{0{,}2\pi}{50} \simeq 0{,}012.$$

Тогда

$$Q = P \operatorname{tg}(\alpha + \rho). \qquad (23)$$

Уравнение (23) является упрощенным, практическим уравнением червячной передачи.

Обозначим мощность, передаваемую червяком в лошадиных силах, через N, а его число оборотов через n_1. Тогда

$$M_ч = 71620 \frac{N}{n_1},$$

а момент на валу червячного колеса

$$M_{ч.к} = M_ч i \eta.$$

---

[1]) См. проф. Н. И. Мерцалов „Динамика механизмов". Москва. Изд. 1914 г.

Сила Q будет равна

$$Q = \frac{M_ч}{r},$$

где r — начальный радиус червяка, а сила

$$P = \frac{Q}{\operatorname{tg}(\alpha+\rho)} = \frac{M_ч}{r \operatorname{tg}(\alpha+\rho)} = 71620 \frac{N}{n_1} \cdot \frac{1}{r \operatorname{tg}(\alpha+\rho)}.$$

Сила P может быть также вычислена и через $M_{ч.к}$

$$P = \frac{M_{ч.к}}{R} = \frac{M_ч i\eta}{R} = 71620 \frac{N}{n_1} \frac{i\eta}{R},$$

где R — начальный радиус червячного колеса.

Установив соотношение между силами Q и P и их величины, перейдем теперь к определению величины силы T.

Из фиг. 67 имеем, что

$$T = N \cos\eta,$$

но так как

$$Q = Cc \sin\alpha = Cd \sin\eta \sin\alpha = N \sin\eta \sin\alpha,$$

то

$$T = Q \frac{\cos\eta}{\sin\eta \sin\alpha} = Q \frac{\operatorname{ctg}\eta}{\sin\alpha}.$$

Далее, из той же фиг. 67 видно, что

$$CT = Td \cdot \operatorname{ctg}\eta = Cc \operatorname{ctg}\eta,$$
$$Ca = Cc \cdot \cos\alpha$$

и

$$CT = ab = Ca \operatorname{tg}\gamma = Cc \cos\alpha \operatorname{tg}\gamma,$$

откуда

$$\operatorname{ctg}\eta = \cos\alpha \cdot \operatorname{tg}\gamma,$$

а потому сила T будет равна

$$T = Q \frac{\cos\alpha \cdot \operatorname{tg}\gamma}{\sin\alpha} = Q \frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}\alpha}. \qquad (24)$$

Угол γ — угол наклона непараллельной стороны профиля червяка к вертикали — при эвольвентном зацеплении равен 15°.

Зависимость крутящего момента на оси червяка от окружного усилия на червячном колесе может быть выражена следующим образом

$$M_ч = Qr,$$

но

$$Q = P \operatorname{tg}(\alpha+\rho),$$

следовательно,

$$M_ч = P \operatorname{tg}(\alpha+\rho) r = Pr \frac{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\rho}{1 - \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\rho},$$

но так как

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{t}{\pi d}, \quad \text{а} \quad \operatorname{tg}\rho = f,$$

то

$$M_{ч} = Pr\,\frac{\frac{t}{\pi d} + f}{1 - \frac{t}{\pi d} f} = Pr\,\frac{t + \pi d f}{\pi d - t f}. \qquad (25)$$

Основным параметром червячной передачи является величина шага зацепления или модуля, все же остальные размеры — их производные.

При определении основных величин червячной передачи, сначала устанавливают условия работы передачи, т. е. устанавливают передаточное число i, если оно не задано, выбирают оборотность червяка, угол подъема α винтовой линии, угол трения ρ и находят коэффициент полезного действия передачи, а затем уже на основании установленных условий работы приступают к нахождению шага зацепления t (первая стадия расчета передачи).

Величина шага t определяется по тем же самым формулам, что и для зубчатой передачи, а именно

$$t = 10\sqrt[3]{\frac{450}{c\psi z}\cdot\frac{N\eta}{n_2}} = 10\sqrt[3]{\frac{450}{c\psi a}\cdot\frac{N\eta}{n_1}}\ ^{1)},$$

если даны мощность $N_{лс}$ и число оборотов червяка n_1, или

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{c\psi z}M_{ч.к}},$$

если даны $M_{ч.к}$ и z.

В этих формулах c — коэффициент износа в кг/см² является характеристическим параметром. Его величина переменна, она зависит от скорости на начальной окружности червяка и от материала передачи.

При увеличении скорости величина c уменьшается.

ТАБЛИЦА 14.

Значения коэффициента износа c кг/см² для хорошо выполненных и смазываемых передач.

V (м/сек)		0,1	0,25	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0
c кг/см²	Бронза по стали	120	90	70	55	45	40	35	31	28	26	24	22	20	18	16,5	15	12,5	11,5	10,5
	Чугун по стали	80	60	40	36	32	28	24	20	При скоростях бо́льших 2—2,5 м/сек чугунные колеса не ставятся										

[1]) Так как $z = ia$ и $n_2 = \frac{n_1}{i}$, то $z \cdot n_2 = ia\frac{n_1}{i} = a \cdot n_1$.

Для большинства выполненных передач окружные скорости червяка колеблются в пределах от 1,5 до 3 м/сек, так что для предварительных подсчетов можно задаваться значениями c в пределах от 40 до 28 кг/см² ля бронзы по стали и от 28 до 20 кг/см² для чугуна по стали.

При весьма благоприятных условиях (в закрытой ванне с надлежащим маслом, несколько подогретым, и при приработанных элементах) табличные значения c могут быть увеличены примерно процентов на 10. При сравнительно плохом выполнении, разверке, неподходящей смазке, данные таблицы надлежит уменьшить на 10—15%.

Для ручных передач, в которых червячное колесо выполнено из чугуна и грубо обработано, расчет производят лишь на прочность, значения c берут от 20 до 30 кг/см².

Отношение $\psi = \frac{b}{t}$, где b — ширина зуба в см, считаемая по дуге зубца, берется в пределах от 1,5 до 2,5:

$$\psi = 1{,}5 \div 2{,}5.$$

Низший предел для грубо обработанной червячной передачи, верхний — для тщательно выполненной.

η — коэффициент полезного действия всей червячной установки

$$\eta = (0{,}95 \div 0{,}98)\,\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha+\rho)} = \eta_{l1}\,\eta_{черв.\,пер.}$$

При шариковых подшипниках η_{l1} берут равным 0,98 — 1,00, при подшипниках без шариков берут $\eta_{l1} = 0{,}95$.

Угол трения ρ, входящий в выражение $\eta_{черв.\,пер} = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha+\rho)}$, колеблется от 5°43′ до 3′, что соответствует значениям $f = \operatorname{tg}\rho =$ от 0,1 до 0,0[illegible].

В среднем принимают для стальных червяков и бронзовых колес

$$f = \operatorname{tg}\rho = 0{,}06,$$

и для стальных червяков и чугунных колес

$$f = \operatorname{tg}\rho = 0{,}1.$$

Итак, беря в зависимости от условий работы передачи те или иные величины для c, ψ и η, а также оборотность a или число зубьев z, находим по одной из двух вышеприведенных формул величину шага зацепления t, а по нему определяем и величину модуля m

$$m_{мм} = \frac{t}{\pi}.$$

Почти всегда значение модуля получается дробным числом, его обычно выравнивают (в сторону увеличения) либо до ближайшего целого числа миллиметров, либо до ближайшего целого числа с половиной, например,

$m = 8{,}5$ мм. Изменение модуля влечет за собою изменение и всех остальных размеров червячной передачи. В формулах для определения шага зацепления t это изменение модуля m сказывается лишь на изменении величины коэффициента износа c.

Действительно, анализируя формулы шага, видим, что отношение $\psi = 1{,}5 \div 2{,}5$ не зависит от модуля m, не зависят от него также и оборотность a и число зубьев z.

Остается одно лишь c.

Изменение модуля в ту или в другую сторону отражается на величине начального диаметра червяка (см. ниже), а следовательно, и на его начальной скорости (в сторону увеличения или уменьшения), а потому отразится и на величине c, ибо c зависит от скорости червяка.

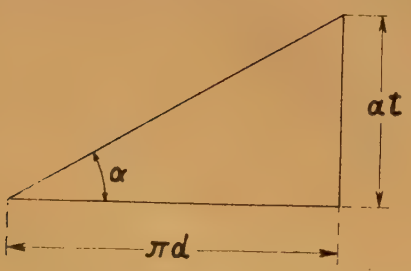
Итак, выравнивание модуля m отразится на коэффициенте износа c.

Находим то действительное значение $c_д$, которое будет иметь место при измененном модуле.

$$t = \pi m = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{c_д \psi a} \frac{N\eta}{n_1}} = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{c_д \psi z}} M_{ч.к},$$

откуда

$$c_д = 10^3 \frac{450}{t^3 \psi a} \frac{N\eta}{n_1} = \frac{2\pi}{t^3 z} M_{ч.к}.$$



Фиг. 68.

Зная величину модуля m, определяем начальный диаметр d червяка.

Из фиг. 68 видно, что

$$d = \frac{at}{\pi \operatorname{tg} \alpha} = \frac{am}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

Скорость v (м/сек) на начальной окружности червяка будет

$$v = \frac{\pi d n_1}{60}.$$

Теперь, зная скорость v червяка и материалы, из которых изготовлены червяк и червячное колесо, находим по таблице 14 значение коэффициента износа c, соответствующего вышеуказанным данным. Если окажется, что $c_д$ равно или несколько меньше (при значительных скоростях до 1,5 кг/см²) c_m (c табличного), то расчет по определению шага t считают законченным.

Если же окажется, что $c_д$ больше c_m, то это укажет на то, что износ передачи будет слишком велик, передача быстро разработается. В этом случае следует сделать перерасчет, задаваясь либо другим значением c, либо другим значением модуля m.

Наружный диаметр червяка $d_н$ берется равным

$$d_н = d + 2m,$$

а внутренний

$$d_в = d - 2 \cdot 1{,}2m.$$

ИЗ К
С. А. Сев

Длину нарезки червяка делают

$$l = 12{,}5m \div 20m.$$

Длина нарезки червяка устанавливается так, чтобы не дать возможности ее острым концам задевать зубья червячного колеса, ибо при задевании возможна порча и срыв зубьев колеса.

Длина нарезки червяка может быть также взята и по формуле

$$l = \frac{t}{\pi} \cdot B,$$

где B — некоторый коэффициент, зависящий от числа зубьев колеса. Величина шага t берется в мм.

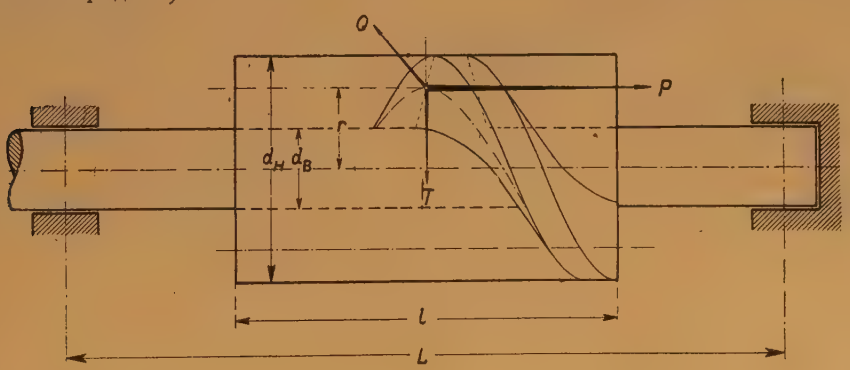
Завод «Ренания» дает следующую таблицу значений коэффициента B.

ТАБЛИЦА 15.

z	до 20	21—30	31—40	41—50	51—60	61—70	71—80	81—90	91—100	101—110	111—120
B	10	11,5	13	14,5	16	17,5	19	20,5	22	23,5	25

Вычисленную длину l округляют, делая ее кратной 5 мм.

Полученные размеры червяка проверяют на прочность (вторая стадия расчета передачи).



Фиг. 69.

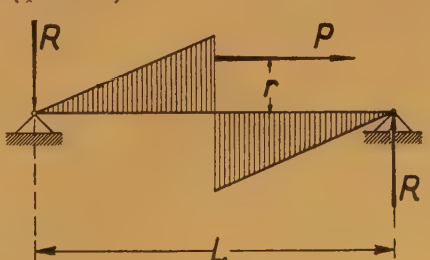
Червяк можно рассматривать как балку, свободно лежащую на двух опорах и нагруженную силами P, Q и T (фиг. 69).

Расстояние L между опорами для предварительных расчетов принимают равным от $0{,}8D$ до $1{,}0D$, где D — начальный диаметр червячного колеса,

$$D = mz.$$

Сила P — осевое усилие — действует на резьбу червяка и создает изгибающий момент. Обозначая через R реакцию опор червяка от действия силы P, будем иметь (фиг. 70)

$$Pr = RL$$



Фиг. 70.

откуда

$$R = P\frac{r}{L}.$$

На расстоянии от опор, равном $\frac{L}{2}$, будем иметь момент

$$R\frac{L}{2} = P\frac{r}{L}\frac{L}{2} = P\frac{r}{2}.$$

Итак, сила P создает изгибающий тело червяка момент

$$M_P = P\frac{r}{2}.$$

Сила T создает момент

$$M_T = \frac{TL}{4} = \frac{Q\,\mathrm{tg}\,\gamma}{\mathrm{tg}\,\alpha}\cdot\frac{L}{4}$$

и, наконец, сила Q создает момент

$$M_Q = \frac{QL}{4}.$$

Первые два момента лежат в одной плоскости, а последний M_Q, — в плоскости к ней перпендикулярной.

Суммарный изгибающий момент будет

$$M_{из} = \sqrt{(M_P + M_T)^2 + M^2_Q}.$$

Кроме этого момента на червяк действует еще скручивающий момент

$$M_{кр} = Qr = 71620\frac{N}{n_1}.$$

Следовательно, результирующий момент будет равняться

$$M_{рез} = \sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2}.$$

Напряжение на изгиб в теле червяка в его самом узком месте найдется из уравнения

$$M_{рез} = Wk_{из} = 0{,}1\,d_в^3\cdot k_{из},$$

откуда

$$k_{из} = \frac{M_{рез}}{0{,}1\,d_в^3}.$$

Сила P производит осевое сжатие червяка, создавая напряжение сжатия, равное

$$k_{сж} = \frac{P}{\frac{\pi d_в^2}{4}}.$$

Суммарное напряжение в теле червяка будет

$$k = k_{из} + k_{сж}. \qquad (26)$$

Допускаемое напряжение k принимают не свыше 500—600 кг/см².

При значительных скоростях имеет место развитие теплоты и нагревание передачи. Чтобы нагревание не превосходило определенной практически допустимой величины, необходимо полученные размеры передачи проверить на нагрев по эмпирической формуле проф. Штрибека

$$N_{лс} = \omega \cdot a \cdot t^2_{см}. \qquad (27)$$

Находимый из этой формулы тепловой коэффициент ω должен быть равен или несколько меньше практически определяемой величины ω.

ТАБЛИЦА 16.

Значения теплового коэффициента ω

для передач, работающих непрерывно.

Число оборотов червяка в мин.		300	400	500	600	700	800	900	1000	1500
ω	Для однооборотных червяков	0,15	0,18	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27
	Для двух и более оборотных	0,20	0,22	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30

ТАБЛИЦА 17.

Значения теплового коэффициента ω

для передач, работающих с перерывами.

Число оборотов червяка в мин.		300	400	500	600	700	800	900	1000	1500
ω	Для однооборотных червяков	0,34	0,40	0,44	0,46	0,48	0,49	0,50	0,51	0,52
	Для двух и более оборотных	0,39	0,45	0,49	0,52	0,54	0,56	0,58	0,60	0,63

Если же окажется, что коэффициент ω, найденный по формуле (27), больше соответствующей табличной величины, то последует недопустимое нагревание передачи, последняя должна быть пересчитана. В этом случае берут из таблицы 16 или 17 значение коэффициента ω, соответствующее оборотности и числу оборотов червяка, и по формуле (27) находят величину шага t. Из рассмотрения формулы (27) следует, что при уменьшении коэффициента ω величина шага t возрастает, а с возрастанием шага растут и остальные размеры червяка, червяк становится прочнее.

Окончательно червяк должен быть проверен на износ.

Итак, правильно рассчитанная червячная передача должна удовлетворять условиям работы на износ, прочность и на нагревание. Ясно, что

в полной мере удовлетворить всем этим трем условиям в смысле совпадения или тесного приближения полученных характеристических величин к табличным не представляется возможным. Обычно одна из этих характеристических величин весьма близко приближается к табличным значениям, остальные же две почти всегда в правильно-рассчитанной передаче бывают ниже допустимых и лишь только в редких случаях все эти три величины близко приближаются к допустимым.

При работе червячной передачи имеет место повышение температуры масла в кожухе. Это повышение продолжается до тех пор, пока между температурой масла и температурой воздуха не наступит известное равновесие, обусловливаемое равенством приращения теплоты вследствие работы трения и теплоотдачей наружу.

Для данной скорости разница температур, при которой наступает тепловое равновесие, растет приблизительно пропорционально нагрузке, и связь между скоростью, нагрузкой и разностью температур может быть выражена следующим уравнением

$$P = \varphi b t, \qquad (28)$$

где $\varphi = x\ (T_{масла} - T_{воздуха}) + y$, b — ширина зуба в см, а t — шаг в см. Коэффициенты x и y, входящие в это уравнение, зависят от скорости вращения винта v м/сек и определяются

$$x = \frac{0{,}0669}{v} + 0{,}4192 \quad \text{и} \quad y = \frac{109{,}1}{v + 2{,}75} - 24{,}92.$$

Для практических подсчетов часто принимают

$$x = \frac{0{,}067}{v} + 0{,}42 \quad \text{и} \quad y = \frac{109{,}1}{v + 2{,}75} - 25.$$

Разность $(T_м - T_в)$ равняется

$$T_м - T_в = \frac{\varphi - y}{x}.$$

Для передач, работающих непрерывно, принимают, что повышение температуры не должно превышать 50° С ($T_м - T_в \leqslant 50°$ С), а для передач, работающих с перерывами, например, в подъемных механизмах, допускают повышение температуры до 90° С ($T_м - T_в \leqslant 90°$ С).

По формуле $P = \varphi b t$ всегда можно для данной окружной скорости червяка v (м/сек) найти ту максимальную нагрузку передачи, при которой повышение температуры масла не будет превышать допустимых величин.

По установлении и проверке размеров червяка устанавливают размеры червячного колеса.

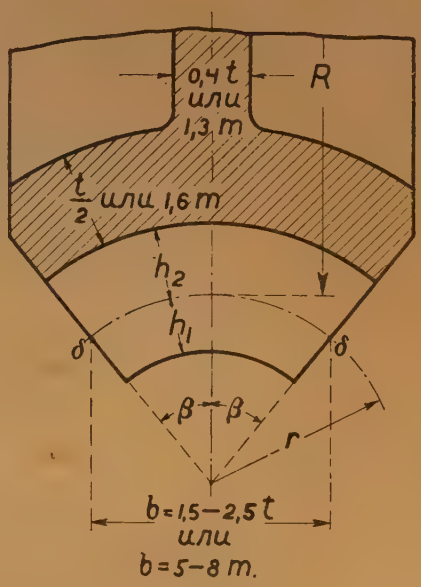
Начальный диаметр червячного колеса $D = mz$ [1]).
Наружный » » » $D_н = D + 2m$.
Внутренний » » » $D_в = D - 2 \cdot 1{,}2m$.

[1]) Завод Fr. Krupp, A. G. изготовляет червячные колеса с диаметром начальной окружности до 4200 мм.

Ширина зуба b измеряется по дуге $\delta\delta$ (фиг. 71), часто, ради простоты, вместо дуги ширину зуба принимают по прямой, к ней касательной. Ширина зуба b зависит от угла обхвата 2β, который в свою очередь определяется тем условием, чтобы зубец имел достаточную ширину и не оканчивался острым углом. Ширину зуба b часто берут по данным завода «Ренания»

$$b = 10\,d \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{a} + y\right),$$

где α — угол подъема винтовой линии, a — оборотность червяка, а y — некоторая величина, выражаемая в градусах и минутах и зависящая от числа зубьев.



Фиг. 71.

ТАБЛИЦА 18

z	30	40	50	60	70	80
y	25′	45′	55′	1°7′	1°20′	1°25′

Так, например, для трехоборотного винта с углом подъема $\alpha = 15°\,15'$ и $d = 78$ мм и с червячным колесом $z = 50$, ширина

$$b = 10 \cdot 78 \sin\left(\frac{15°\,15'}{3} + 55'\right) = 780 \sin 6° \simeq 80 \text{ мм.}$$

По данным проф. Штрибека предельное значение угла 2β для эвольвентного зацепления определяется из следующего выражения (причем число зубьев на колесе должно быть не менее 28)

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{\xi}{\frac{r}{t} + 0{,}6},$$

где ξ — численный коэффициент, зависящий от числа зубьев на колесе, r — начальный радиус червяка.

Коэффициент ξ в зависимости от числа зубцов принимает следующие значения.

ТАБЛИЦА 19

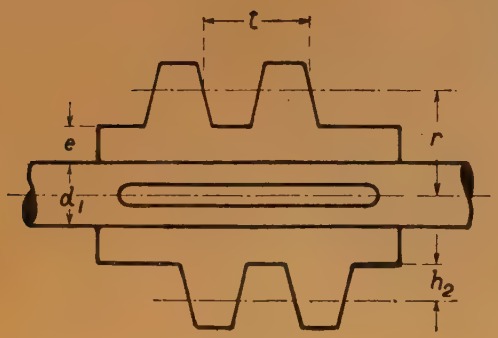
$z =$	28	36	45	56	62	68	70	84
$\xi =$	1,9	2,1	2,3	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9

Для винтов, составляющих одно целое с валом,

$$\frac{r}{t} = 0{,}75 \div 1{,}25.$$

Для винтов, заклиненных на своем валу (фиг. 72),

$$\frac{r}{t} = 2{,}5 \div 3.$$



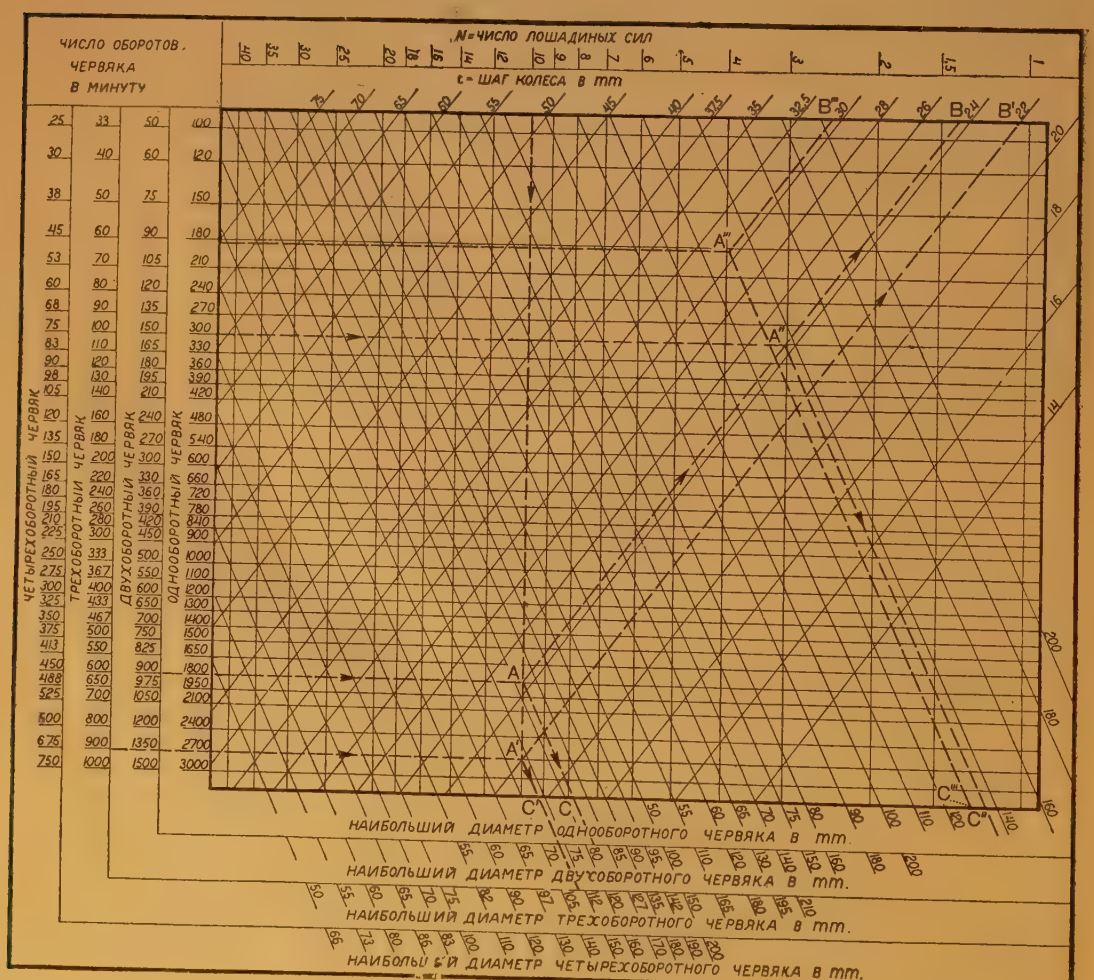
Фиг. 72.

(Иногда, в специальных случаях, доходят до $\frac{r}{t} = 6$).

Для винтов, заклиненных на своем валу, из уравнения (26)

$$k = k_{из} + k_{сж} = \frac{M_{рез}}{0{,}1\, d_1^{\,3}} + \frac{P}{\frac{\pi d_1^{\,2}}{4}}$$

находят, при выбранном допускаемом напряжении $k =$ до 500 — 600 кг/см², диаметр d_1 вала червяка и проверяют начальный радиус r.



Фиг. 73.

Начальный радиус червяка должен равняться

$$r = \frac{d_1}{2} + e + h_2,$$

где h_2 — ножка зуба $= 1{,}2m$.

Толщина e не должна быть меньше $\frac{d_1}{2}$.

Поэтому, вычислив из уравнения $d = \frac{am}{\operatorname{tg}\alpha}$ начальный диаметр d и определив из уравнения (26) величину диаметра вала d_1, смотрят, получилось ли $r - h_2 \geqslant d_1$. Если это условие не удовлетворяется, то уменьшают угол подъема α, который, как это видно из уравнения $d = \frac{am}{\operatorname{tg}\alpha}$, влияет на величину начального диаметра червяка d.

Что касается d, то его желательно брать возможно меньшим, так как это благоприятно отражается на дуге зацепления и уменьшает износ.

Для облегчения выбора наименьшего допустимого угла наклона винтовой линии червяка, что соответствует его наибольшему начальному диаметру (см. фиг. 68), приводим составленную заводом Otto Gruson & Co диаграмму (фиг. 73). Диаграмма эта составлена для стальных червяков и бронзовых фрезерованных колес. Для чугунных колес или для колес с необработанными зубьями полученный из диаграммы шаг зацепления должен быть увеличен на 33%, а диаметр начальной окружности червяка уменьшен на 20%.

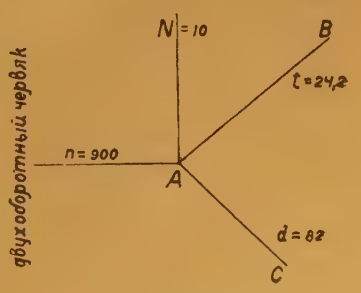
5. Диаграмма Otto Gruson'a.

По оси ординат откладываются числа оборотов червяка (однооборотного, двух, трех и четырехоборотного), а по оси абсцисс передаваемая мощность в ЛС. Наклонные линии, идущие снизу вверх — слева направо, представляют ту или иную величину шага зацепления, а наклонные линии, идущие сверху вниз и слева направо, — наибольший начальный диаметр d одного, двух, трех и четырехоборотного винта.

Пользование диаграммой.

1. Определить наибольший допустимый диаметр червяка, наименьший допустимый угол подъема α, шаг зацепления и начальный диаметр колеса червячной передачи от электромотора в 10 ЛС с числом оборотов $n_1 = 900$. Червяк двухоборотный, передаточное число $i = 30$.

Находим точку пересечения A прямых, соответствующих $N = 10$ ЛС и $n_1 = 900$ (см. диаграмму O. Gruson'a и фиг. 74). Затем идем от точки A вверх направо, параллельно наклонным линиям, и отмечаем на верхней горизонтали точку B, соответствующую шагу $t = 24{,}2$ мм. Если пойдем от точки A вниз направо до пересечения



Фиг. 74.

точке C с горизонталью для двухоборотного винта, то получим максимальный диаметр червяка $d_{max} = 82$ мм.

Наименьший угол наклона винтовой линии червяка определится из формулы

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{at}{\pi d} = \frac{2 \cdot 24{,}2}{\pi \cdot 82} \simeq 0{,}188,$$

откуда

$$\angle\alpha = 10^\circ 40'.$$

Число зубьев колеса

$$z = ai = 2 \cdot 30 = 60.$$

Начальный диаметр червячного колеса

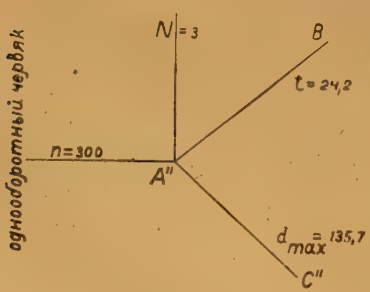
$$D = \frac{zt}{\pi} = \frac{60 \cdot 24{,}2}{\pi} \simeq 470 \text{ мм}.$$

Для трехходового винта мы получили бы для данного случая (см. пунктирные линии $A'B'$ и $A'C'$ на фиг. 73)

$$d_{max} = 110 \text{ мм} \quad \text{и} \quad t = 22 \text{ мм}.$$

2. Определить размеры червячной передачи от электромотора в 3 ЛС с числом оборотов $n_1 = 300$. Червяк однооборотный, передаточное число $i = 90$. Червяк и колесо чугунные.

Чтобы воспользоваться диаграммой Gruson'a, составленной для стального винта и бронзового колеса, следует найденные величины для шага зацепления и максимального диаметра червяка увеличить соответственно в 1,33 и 0,8 раз.



Фиг. 75.

Из диаграммы имеем (см. диаграмму и фиг. 75)

$$t = 24{,}2 \text{ мм} \quad \text{и} \quad d_{max} = 135{,}7 \text{ мм}.$$

Окончательные результаты будут

$$t = 24{,}2 \cdot 1{,}33 = 32{,}2 \text{ мм}, \quad d_{max} = 135{,}7 \cdot 0{,}8 = 110 \text{ мм},$$

$$z = 90 \quad \text{и} \quad D = \frac{32{,}2}{\pi} \cdot 90 = 920 \text{ мм}.$$

3. Определить крутящий момент, передаваемый однооборотным стальным червяком, начальный диаметр которого $d = 105$ мм, а шаг зацепления $t = 40{,}6$ мм. Червячное колесо чугунное.

Чтобы воспользоваться для данного случая диаграммой Gruson'a, делим величины t и d соответственно на 1,33 и 0,8.

Имеем

$$t' = \frac{40{,}6}{1{,}33} = 30{,}5 \text{ мм} \quad \text{и} \quad d' = \frac{105}{0{,}8} \simeq 130 \text{ мм}.$$

Этим величинам на диаграмме соответствуют точки B''' и C'''. Проводим через эти точки наклонные линии, соответствующие t и d, и находим точку их пересечения A'''. Горизонталь, проведенная через точку A''',

даст число оборотов червяка $n_1 = 183$, а вертикаль — число лошадиных сил $N \simeq 4$ ЛС. Искомый крутящий момент будет

$$M_r = 71620 \frac{N}{n_1} = 71620 \frac{4}{183} \simeq 1570 \text{ кг см.}$$

6. Опоры червячной передачи.

У приводной передачи опоры червяка, делающего большое число оборотов, конструируют обычно на шариках, а червячного колеса, вращающегося значительно медленнее, — простыми, скользящими (хотя встречаются конструкции и на шариках).

Радиальные шариковые подшипники (см. фиг. 78) подбираются по каталогу того или иного завода, изготовляющего означенные подшипники. Данными для выбора служат нагрузка и число оборотов. Рассматривая червяк как балку, свободно лежащую на двух опорах, найдем, что под действием силы P радиальные подшипники будут нагружаться каждый силою

$$P' = \frac{Pr}{L},$$

где r — средний радиус червяка, а L — расстояние между срединами подшипников.

Силы T и Q распределяются на оба подшипника поровну по $\frac{T}{2}$ и $\frac{Q}{2}$ (при условии, что расстояния действия сил T и Q от средины подшипников одинаковы, в противном случае силы T и Q будут распределяться на подшипники обратно-пропорционально своим расстояниям от них). Следовательно, на каждый радиальный подшипник действуют силы

$$P', \frac{T}{2} \text{ и } \frac{Q}{2}.$$

Первые две силы лежат в одной плоскости, а последняя — в плоскости, перпендикулярной к действию сил P' и $\frac{T}{2}$.

Результирующая этих трех сил будет равна

$$R = \sqrt{\left(P' + \frac{T}{2}\right)^2 + \left(\frac{Q}{2}\right)^2}.$$

По этой нагрузке R и числу оборотов червяка и должны подбираться шарикоподшипники.

Размеры шариков устанавливаются из расчета их на износ.

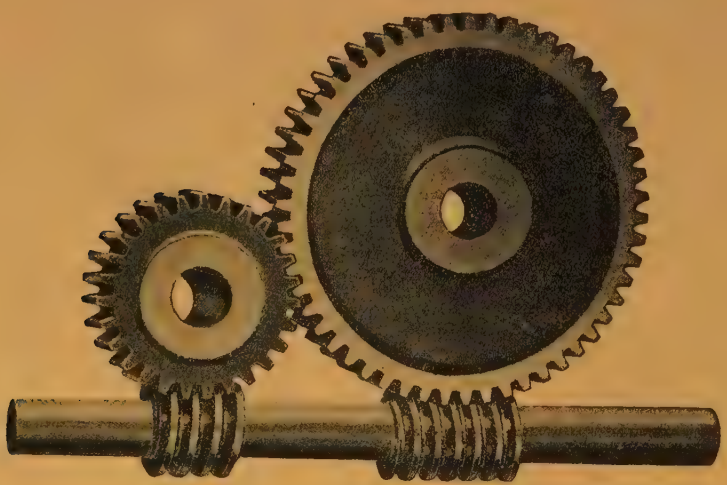
В подавляющем большинстве случаев радиальные подшипники работают далеко не с полной нагрузкой, так как в силу конструктивных соображений (диаметр того места вала червяка, на котором сидит шарикоподшипник, делается равным или несколько меньшим $d_в$ червяка) их подбирают на диаметр значительно больший нежели тот, который соответствовал бы шарикоподшипнику для данной нагрузки и числу оборотов.

Осевые, упорные шарикоподшипники подбираются по осевому усилию и числу оборотов червяка. Конец вала червяка затачивается на диаметр соответствующий выбранному упорному подшипнику.

Необходимым условием работы шариковой пяты является точная калибровка шариков, тщательное прилегание стальных закаленных колец к опорным поверхностям и хорошая закалка шариков и колец. При несоблюдении этих условий, как показала практика, быстро разрушаются как шарики, так и опорные кольца. Точная калибровка шариков необходима для равномерной передачи давления.

Чтобы червячная передача с шариковыми подшипниками работала исправно, необходимо принять меры для регулирования расстояния между шариками и опорными кольцами.

Уничтожение осевого давления можно осуществить, помимо применения осевых шарикоподшипников или простых, гребенчатых подшипников, также устройством на одном валу двух червяков — одного с правой, а другого с левой нарезками (фиг. 76). Эти червяки должны иметь один и тот-



Фиг. 76.

же шаг зацепления и одинаковый диаметр. Колесо, насаженное на ведомом валу, необходимо согласовать с передаточным числом, а другое колесо может иметь произвольное число зубьев.

7. Примеры расчетов.

1. Имеется выполненная приводная червячная передача, работающая в масляной ванне. Материал червяка — сталь, а червячного колеса — фосфористая бронза. Число оборотов червяка $= n_1$.

Определить мощность, передаваемую червячной установкой.

Измерением находим величину шага зацепления t, а следовательно, модуль $m_{мм}$ и число зубьев колеса z. Проворачивая червяк на один оборот, замечаем на сколько зубьев повернулось червячное колесо. Число

зубьев поворота будет соответствовать оборотности червяка a. Зная число зубьев червячного колеса и оборотность червяка, находим передаточное число i:

$$i = \frac{z}{a}.$$

Измеряем наружный диаметр червяка $d_н$. Начальный диаметр d найдется из уравнения $d = d_н - 2m$ (высота головки зуба принята равной модулю m).

Угол подъема винтовой линии будет

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{am}{d},$$

откуда

$$\alpha = \operatorname{arc\,tg}\frac{am}{d}.$$

Так как червячная передача работает в масляной ванне, то tg угла трения можно принять равным 0,06

$$f = \operatorname{tg}\alpha = 0{,}06,$$

что соответствует углу трения

$$\rho = 3^\circ 27'.$$

Имея угол подъема винтовой линии и угол трения, находим коэффициент полезного действия червяка $\eta = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha+\rho)}$, а также и всей червячной передачи

$$\eta_{ч.п} = 0{,}98\,\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha+\rho)},$$

где 0,98 принято на все остальные потери в червячной передаче.

Измерением находим длину зуба b. Величина отношения ψ будет равна

$$\psi = \frac{b}{t}.$$

Скорость на начальной окружности червяка

$$v = \frac{\pi d n_1}{60}.$$

По скорости v и по материалам передачи находим по таблице 14 допускаемое значение коэффициента износа c кг/см². Теперь имеются все данные для определения передаваемой червячной передачей мощности

$$t = 10\sqrt[3]{\frac{450}{c\psi a}\,\frac{N\eta}{n_1}},$$

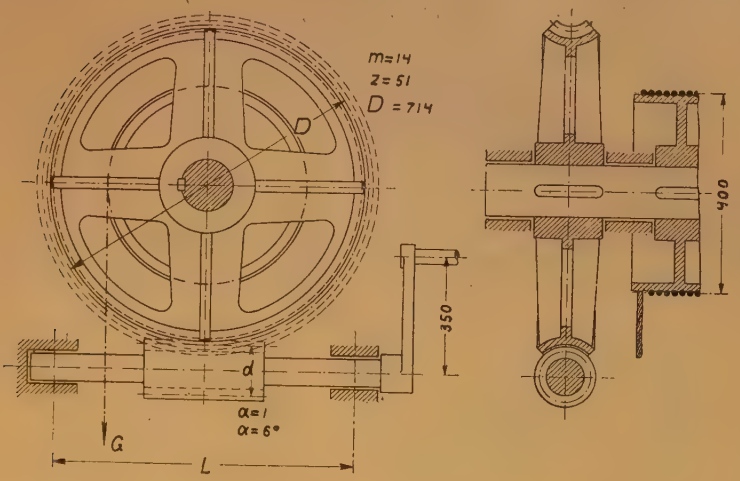
откуда

$$N = \frac{t^3 c\psi a n_1}{450\,\eta\,10^3}\ \text{ЛС}.$$

Последняя формула показывает, что передаваемая червячной передачей мощность возрастает с увеличением числа оборотов червяка. Причем это возрастание мощности несколько отстает от увеличения числа оборотов червяка.

Действительно, кроме числа оборотов червяка n_1, на передаваемую мощность оказывает влияние коэффициент износа c, который, как известно, с увеличением числа оборотов уменьшается и тем самым уменьшает передаваемую мощность.

2. Рассчитать самотормозящую червячную передачу подъемного механизма на 1,5t. Диаметр барабана равен 400 мм. Длина рукоятки 350 мм. Усилие рабочих 35 кг (фиг. 77).



Фиг. 77.

Для самоторможения необходимо, чтобы угол подъема винтовой линии червяка α был равен или меньше 6°. Берем угол $\alpha = 6°$.

Винт берем стальной, а червячное колесо чугунное. Коэффициент трения при этих условиях может быть взят $f = 0{,}1$, что соответствует углу трения $\rho = 5° 43'$.

Коэффициент полезного действия червяка будет

$$\eta_{черв} = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha+\rho)} = \frac{\operatorname{tg} 6°}{\operatorname{tg}(6° + 5° 43')} = \frac{0{,}10510}{0{,}20739} = 0{,}507.$$

Считая, что подшипники в ручной передаче будут скользящими, берем коэффициент полезного действия опор и передачи вообще равным 0,95. Тогда коэффициент полезного действия всей передачи будет

$$\eta = \eta_ч \cdot \eta_{11} = 0{,}507 \cdot 0{,}95 = 0{,}48.$$

Момент на барабане

$$M_б = 1500 \cdot 20 = 30000 \text{ кг см}.$$

Момент на рукоятке

$$M_р = 35 \cdot 35 = 1225 \text{ кг см}.$$

Передаточное число

$$i = \frac{30000}{1225 \cdot \eta} = \frac{30000}{1225 \cdot 0{,}48} = 51.$$

Возьмем винт однооборотный, тогда число зубьев червячного колеса будет

$$z = ia = 51 \cdot 1 = 51.$$

Величина шага зацепления может быть определена по формуле

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{c\psi z} M_{ч.к.}}$$

Так как передача ручная, самотормозящая, работающая с малой скоростью — порядка 0,25 м/сек, то значение коэффициента износа может быть взято ~ 30 кг/см². Для ручных передач берут $\psi = 1{,}5$.

Тогда

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{30 \cdot 1{,}5 \cdot 51} 30000} = 4{,}34 \text{ см}.$$

Откуда

$$m = \frac{t}{\pi} = \frac{43{,}4}{\pi} \simeq 13{,}8.$$

Берем $m = 14$ мм.

Начальный диаметр червяка

$$d = \frac{am}{\operatorname{tg}\alpha} = \frac{1 \cdot 14}{\operatorname{tg} 6^\circ} = \frac{14}{0{,}10510} = 133{,}3 \text{ мм}.$$

Наружный диаметр червяка

$$d_н = d + 2m = 133{,}3 + 2 \cdot 14 = 161{,}3 \text{ мм}.$$

Внутренний диаметр червяка

$$d_в = d - 2 \cdot 1{,}2m = 133{,}3 - 2 \cdot 1{,}2 \cdot 14 = 99{,}7 \text{ мм}.$$

Начальный диаметр червячного колеса

$$D = zm = 51 \cdot 14 = 714 \text{ мм}.$$

Длина зуба

$$b = 1{,}5t = 1{,}5\pi m = 1{,}5\pi \cdot 14 = 66 \text{ мм}.$$

Определив основные размеры передачи из условия ее прочности, проверим теперь прочность вала червяка на изгиб и кручение.

Окружное усилие червячного колеса

$$P = \frac{M_{ч.к}}{R} = \frac{30000}{35{,}7} = 840 \text{ кг}.$$

Окружное усилие червяка

$$Q = P \operatorname{tg}(\alpha + \rho) = 840 \operatorname{tg}(6^\circ + 5^\circ 43') = 840 \cdot 0{,}20739 = 174 \text{ кг}.$$

Сила $T = Q \dfrac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}\alpha} = 174 \dfrac{\operatorname{tg} 15^\circ}{\operatorname{tg} 6^\circ} = 174 \dfrac{0{,}268}{0{,}105} = 445$ кг.

Принимаем расстояние между опорами червяка

$$L = 0{,}85\, D = 0{,}85 \cdot 714 \simeq 600 \text{ мм}.$$

Изгибающий момент силы P будет

$$M_P = P \frac{r}{2} = 840 \frac{6{,}67}{2} \simeq 2800 \text{ кг см},$$

силы Q

$$M_Q = Q \frac{L}{4} = 174 \frac{60}{4} \simeq 2600 \text{ кг см}$$

и силы T

$$M_T = T \frac{L}{4} = 445 \frac{60}{4} \simeq 6700 \text{ кг см}.$$

Суммарный изгибающий момент найдется из

$$M_{из} = \sqrt{(M_P + M_T)^2 + M_Q^2} =$$

$$= \sqrt{(2800 + 6700)^2 + 2600^2} = \sqrt{9500^2 + 2600^2} = 9850 \text{ кг см}.$$

Момент, скручивающий тело червяка, равен

$$M_{кр} = 35 \cdot 35 = 1225 \text{ кг см}.$$

Результирующий момент

$$M_{рез} = \sqrt{M^2_{из} + M^2_{кр}} = \sqrt{9850^2 + 1225^2} = 9920 \text{ кг см}.$$

По результирующему моменту и внутреннему диаметру червяка находим напряжение в теле червяка на изгиб:

$$M_{рез} = 0{,}1\, d_в^3\, k_{из},$$

откуда

$$k_{из} = \frac{M_р}{0{,}1\, d_в^3} = \frac{9920}{0{,}1 \cdot 9{,}97^3} \simeq 99 \text{ кг/см}^2.$$

Добавочное напряжение от сжатия будет

$$k_{сж} = \frac{P}{\frac{\pi d_в^2}{4}} = \frac{840}{\frac{\pi}{4} 9{,}97^2} \simeq 11 \text{ кг/см}^2.$$

Суммарное же напряжение червяка выразится

$$k = k_{из} + k_{сж} = 99 + 11 = 110 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение k на много меньше допустимого, червяк будет весьма прочен.

Проверку на нагревание не производим, так так передача ручная, работает с большими остановками и с незначительной скоростью.

3. Рассчитать приводную червячную передачу подъемного механизма от электромотора в 6,8 ЛС. Число оборотов мотора $n_1 = 940$, а число оборотов червячного колеса $n_2 = 59$ (фиг. 78).

Так как передача, подлежащая расчету, задана приводной, то стремление съэкономить потребляемую ею мощность требует подбора соответствующих материалов, хорошей и обильной смазки (масляная ванна) и увеличения угла подъема α. Берем материал: для червяка сталь, а для червячного колеса фосфористую бронзу, задаемся углом подъема $\alpha = 16°$, червяк делаем двухоборотным и заключаем всю передачу в масляную ванну.

При таких выбранных условиях коэффициент трения может быть взят $f = \operatorname{tg}\rho = 0{,}06$, что соответствует углу трения $\rho = 3° 27'$.

Коэффициент полезного действия червячной передачи будет

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)} = \frac{\operatorname{tg} 16°}{\operatorname{tg}(16° + 3° 27')} = \frac{0{,}287}{0{,}353} = 0{,}813.$$

Передаточное число

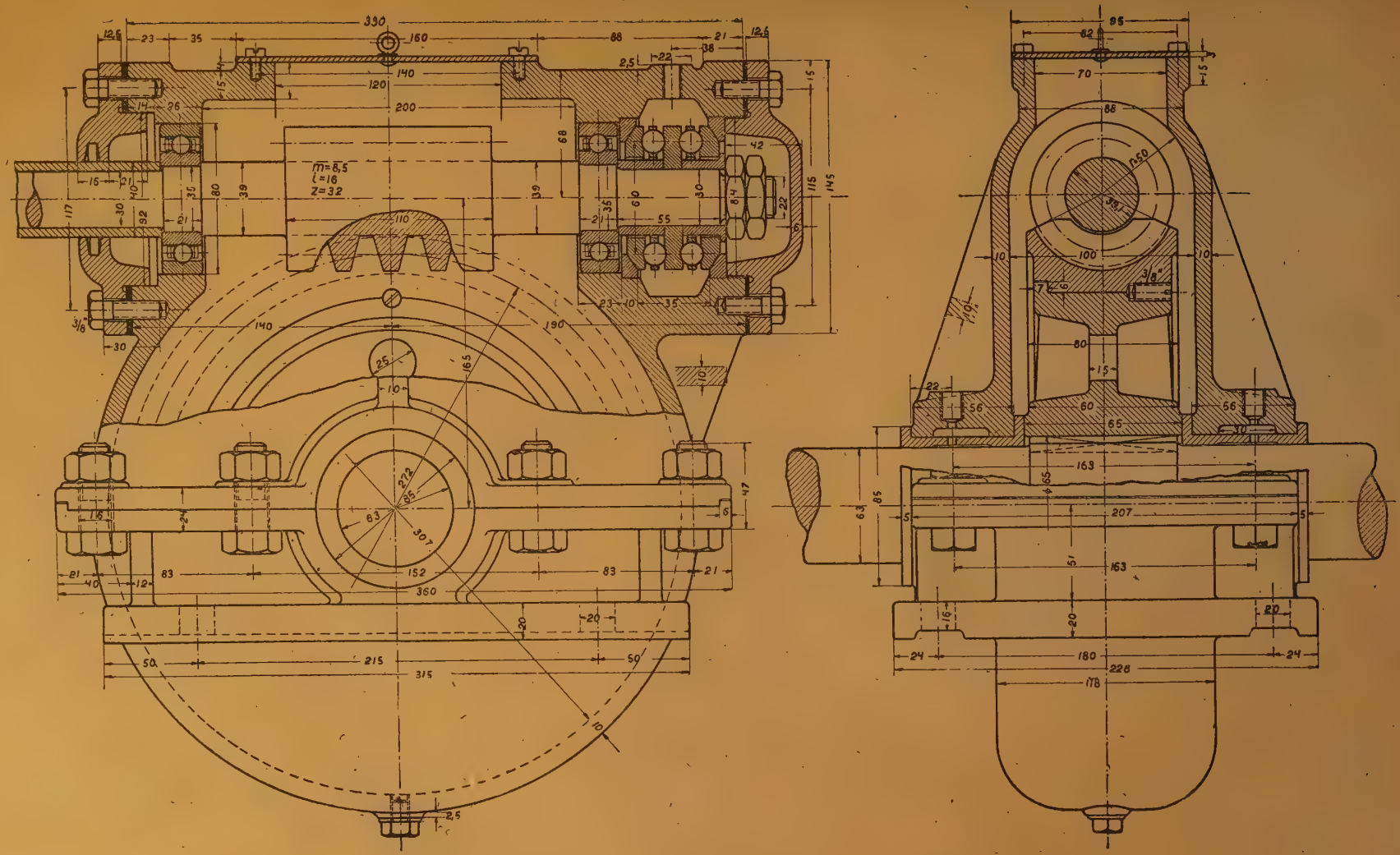
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{940}{59} \simeq 16.$$

Величина шага зацепления определится из формулы

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450\ N\eta}{c\psi a\ n_1}}.$$

Полагая, что скорость червяка v будет примерно 3 м/сек, задаемся коэффициентом износа $c = 30$ кг/см².

Отношение $\psi = \frac{b}{t}$ для хорошо выполненной червячной передачи берем равным 2,5.



Фиг. 78.

Тогда

$$t = 10\sqrt[3]{\frac{450}{30:2{,}5\cdot 2}\cdot\frac{6{,}8\cdot 0{,}813}{940}} = 2{,}60 \text{ см},$$

а модуль

$$m = \frac{26{,}0}{\pi} = 8{,}28 \text{ мм}.$$

Берем $m = 8{,}5$ мм, тогда

$$t = \pi \cdot m = \pi \cdot 8{,}5 = 26{,}7 \text{ мм}.$$

Величина шага t несколько увеличилась, найдем по величине шага $t = 26{,}7$ мм значение c_∂

$$2{,}67 = 10\sqrt[3]{\frac{450}{c_\partial \cdot 2{,}5\cdot 2}\cdot\frac{6{,}8\cdot 0{,}813}{940}},$$

откуда

$$c_\partial = 10^3\frac{450}{2{,}67^3\cdot 2{,}5\cdot 2}\cdot\frac{6{,}8\cdot 0{,}813}{940} = 27{,}9 \text{ кг/см}^2.$$

Определяем размеры червяка

$$d = \frac{am}{\operatorname{tg}\alpha} = \frac{2\cdot 8{,}5}{\operatorname{tg} 16^\circ} = \frac{17}{0{,}287} \simeq 59{,}2 \text{ мм};$$
$$d_н = d + 2m = 59{,}2 + 2\cdot 8{,}5 = 76{,}2 \text{ мм};$$
$$d_в = d - 2\cdot 1{,}2m = 59{,}2 - 2\cdot 1{,}2\cdot 8{,}5 = 38{,}8 \text{ мм}.$$

Длину l нарезанной части червяка берем по формуле

$$l = \frac{t}{\pi}B,$$

где B, при $z = ai = 2\cdot 16 = 32$, равно 13 (см. табл. 15). Тогда.

$$l = \frac{t}{\pi}B = \frac{26{,}7}{\pi}13 \simeq 110 \text{ мм}.$$

Отношение

$$\frac{r}{t} = \frac{d}{2t} = \frac{59{,}2}{2\cdot 26{,}7} = 1{,}1,$$

что удовлетворяет практическим требованиям.

Установив основные размеры червяка, проверяем правильность выбора коэффициента износа c. Скорость червяка v на его начальной окружности будет

$$v = \frac{\pi d n_1}{60} = \frac{\pi\cdot 0{,}0592\cdot 940}{60} = 2{,}92 \text{ м/сек}.$$

По табл. 14 ищем, чему равно c при $v = 2{,}92$ м/сек.

При скорости $v = 2{,}5$ м/сек $c = 31$ кг/см^2.
» » $v = 3{,}0$ » $c = 28$ »

Интерполируя, найдем, что при скорости $v = 2{,}9$ м/сек c_m (c табличное) будет равно

$$c_m = 28 + \frac{31-28}{0{,}5}0{,}08 = 28{,}48 \text{ кг/см}^2.$$

Действительное же значение c_∂ нами было установлено

$$c_\partial = 27{,}9 \text{ кг/см}^2,$$

так что $c_\partial < c_m$, $c_\partial = c_m - 0{,}58$ кг/см², что весьма удовлетворительно.

Итак, расчет червячной передачи на износ можно считать законченным.

Проверяем теперь тело червяка на прочность. На червяк действуют силы P, T и Q.

Сила

$$Q = \frac{M_ч}{r} = 71620 \frac{N}{n_1} : r = \frac{71620 \frac{6{,}8}{940}}{\frac{5{,}92}{2}} \simeq 175 \text{ кг}.$$

Сила

$$P = \frac{Q}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)} = \frac{190}{\operatorname{tg}(16^\circ + 3^\circ 26')} = \frac{175}{0{,}353} \simeq 500 \text{ кг}.$$

Сила

$$T = Q \frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}\alpha} = 175 \frac{\operatorname{tg} 15^\circ}{\operatorname{tg} 16^\circ} \simeq 175 \frac{0{,}268}{0{,}287} = 164 \text{ кг}.$$

Принимаем расстояние между опорами червяка

$$L = 0{,}8D,$$

где D — начальный диаметр червячного колеса — равен

$$D = zm = 32 \cdot 8{,}5 = 272 \text{ мм},$$

тогда

$$L = 0{,}8 \cdot 272 \simeq 220 \text{ мм}.$$

Определяем изгибающий момент от силы P (момент лежит в плоскости, проходящей через ось червяка)

$$M_P = P \frac{r}{2} = 500 \frac{5{,}92}{4} \simeq 750 \text{ кг см}.$$

Момент от силы T (лежит в одной плоскости с силой P) будет

$$M_T = T \frac{L}{4} = 164 \cdot \frac{22}{4} \simeq 900 \text{ кг см}.$$

Момент от силы Q (в плоскости, перпендикулярной к оси червяка)

$$M_Q = Q \frac{L}{4} = 175 \cdot \frac{22}{4} \simeq 965 \text{ кг см}.$$

Зная величины моментов M_P, M_T и M_Q, определяем суммарный изгибающий момент

$$M_{из} = \sqrt{(M_P + M_T)^2 + M_Q^2} = \sqrt{(750 + 900)^2 + 965^2} \simeq 1930 \text{ кг см}.$$

На червяк действует еще крутящий момент, равный

$$M_{кр} = 71620 \frac{N}{n_1} = 71620 \frac{6{,}8}{940} \simeq 520 \text{ кг см}.$$

Результирующий момент червяка от действия на него суммарного изгибающего и крутящего моментов будет

$$M_{рез} = \sqrt{M^2_{из} + M^2_{кр}} = \sqrt{1930^2 + 520^2} \simeq 2000 \text{ кг см.}$$

Напряжение на изгиб $k_{из}$ в теле червяка в его опасном месте будет

$$k_{из} = \frac{M_{рез}}{W} = \frac{2000}{0{,}1 d^3_в} = \frac{2000}{0{,}1 \cdot 3{,}88^3} = 345 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение сжатия будет

$$k_{сж} = \frac{P}{\frac{\pi d_в{}^2}{4}} \simeq \frac{500}{\frac{\pi \cdot (3{,}88)^2}{4}} \simeq 45 \text{ кг/см}^2.$$

Суммарное напряжение

$$k = k_{из} + k_{сж} = 345 + 45 = 390 \text{ кг/см}^2,$$

что вполне допустимо (и удовлетворительно), так как допускаемое напряжение $\simeq 500 - 600$ кг/см^2.

Проверяем полученные размеры червяка на нагрев по формуле (27)

$$\omega = \frac{N}{a \cdot t^2} = \frac{6{,}8}{2 \cdot 2{,}67^2} = 0{,}48,$$

что вполне приемлемо, так как допустимое значение для теплового коэффициента, при $a = 2$ и $n_1 = 940$, будет, примерно, равно 0,59 (см. табл. 17)

$$\omega_д < \omega_т \ (\omega \text{ — табличное}).$$

Повышение температуры масла в кожухе может быть найдено по формуле (28)

$$P = [x(T_м - T_в) + y]\, bt.$$

В этой формуле

$$P = 500, \quad x = \frac{0{,}0669}{v} + 0{,}4192 = \frac{0{,}0669}{2{,}92} + 0{,}4192 = 0{,}443,$$

где v — скорость червяка;

$$y = \frac{109{,}1}{v + 2{,}75} - 24{,}92 = \frac{109{,}1}{2{,}92 + 2{,}75} - 24{,}92 = -5{,}7,$$ $b = 6{,}7$ см и $t = 2{,}67$ см.

Принимаем температуру воздуха $T_в$ равной 17° С, тогда

$$T_м - T_в = \frac{1}{x}\left(\frac{P}{b\ t} - y\right) = \frac{1}{0{,}443} \cdot \left(\frac{500}{6{,}7 \cdot 2{,}67} + 5{,}7\right) = 76° \text{ С},$$

откуда

$$T_м = 76 - 17 = 59° \text{ С}.$$

Начальный диаметр червячного колеса

$$D = zm = 32 \cdot 8{,}5 = 272 \text{ мм}.$$

Наружный диаметр

$$D_н = D + 2m = 272 + 2 \cdot 8{,}5 = 289 \text{ мм}.$$

Внутренний диаметр

$$D_в = D - 2 \cdot 1{,}2 \cdot m = 272 - 2 \cdot 1{,}2 \cdot 8{,}5 = 251{,}6 \text{ мм}.$$

Длина зуба

$$b = \psi t = 2{,}5 \cdot 26{,}7 \simeq 67 \text{ мм}.$$

Подбор подшипников.

Радиальные подшипники подбираем (устанавливаем тип) по валу диаметра $d = 35$ мм, на который их насаживаем.

На каждый подшипник действует сила

$$R = \sqrt{\left(P' + \frac{T}{2}\right)^2 + \left(\frac{Q}{2}\right)^2},$$

где сила P' равна

$$P' = \frac{Pr}{L} = \frac{500 \cdot 2{,}96}{22} \simeq 67 \text{ кг},$$

так что сила

$$R = \sqrt{\left(67 + \frac{164}{2}\right)^2 + \left(\frac{175}{2}\right)^2} \simeq 173 \text{ кг}.$$

Необходимо, чтобы выбранные подшипники допускали на себя при $n_1 = 940$ нагрузку не менее 173 кг. Осевой, упорный подшипник подбираем (устанавливаем тип и размеры) по силе $P = 500$ кг и по числу оборотов $n_1 = 940$.

Конец вала червяка затачиваем на диаметр $d = 30$ мм, соответствующего диаметру выбранного подшипника.

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ.

Редукторы.

1. Редукторы.

Всякое устройство, предназначенное для передачи с одного вала на другой вращающего момента при непременном условии изменения по величине или по направлению, или по величине и по направлению этого момента, носит название редуктора, или механического умформера, или механического трансформатора.

Так, напр., ременная, зубчатая и фрикционная передачи между двумя валами, вращающимися с разными угловыми скоростями, являются ременным, зубчатым и фрикционным редукторами.

В настоящем отделе, за недостатком места, мы рассмотрим только цилиндрические зубчатые редукторы. Как на самый простой из цилиндрических зубчатых редукторов можно указать на обычную зубчатую передачу между двумя валами. Теория и расчет такой передачи достаточно подробно освещены в первой части настоящей книги. Здесь же мы приведем силовой и кинематический расчет более сложных редукторов [1]).

При изложении кинематического расчета мы будем придерживаться графического, как более наглядного, метода изложения.

2. Цилиндрические зубчатые редукторы.

Кинематический расчет.

Пусть мы имеем два вала O_1 и O_2 (фиг. 79) с насаженными на них зубчатыми колесами *1* и *2*, радиусов R_1 и R_2. Пусть колесо *1* вращается против стрелки часов и делает n_1 оборотов в минуту, а колесо *2* вращается по стрелке и делает n_2 оборотов.

Проведем в стороне от нашего чертежа прямую Po_1, параллельную O_1O_2, и спроектируем на нее точки O_1 и O_2 и мгновенный центр вращения одного колеса относительно другого — точку C_{12}. На перпендикуляре к прямой Po_1 в точке c_{12} отложим отрезок $c_{12}\,c'_{12}$, изображающий окружную скорость v_1 колеса *1*.

---

[1]) В виду полного отсутствия в русской технической литературе каких-либо сведений по расчету редукторов, мы сочли необходимым изложить на страницах настоящей книги не только силовой расчет — расчет на износ и прочность, но и кинематический, являющийся доминирующим при расчете различного рода редукторов.

Эта скорость может быть вычислена по формуле

$$v_1 = \frac{\pi n_1}{30} R_1,$$

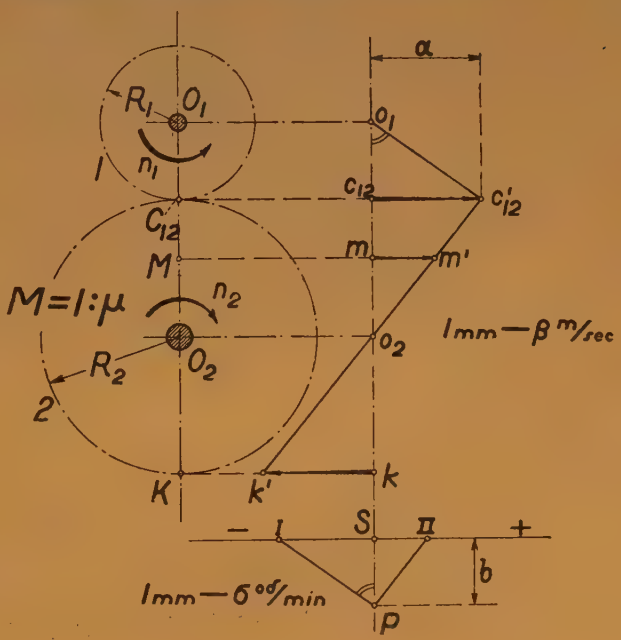
где R_1 — начальный радиус колеса *1* — следует брать в метрах.

Если скорость v_1 изображается отрезком $c_{12}\,c'_{12}$, равным a мм, то масштаб скоростей β получится из соотношения

$$v_1 = \beta\, \overline{c_{12}\,c'_{12}} = \beta\, a_{мм},$$

откуда

$$\beta = \frac{v_{1м/сек}}{a_{мм}} = \frac{\pi n_1 R_1}{30a} \text{ м/сек мм} \quad (29)$$



Фиг. 79.

Точку c'_{12} соединяем с точками o_1 и o_2. Тогда прямая $o_1c'_{12}$ выразит закон распределения скоростей на колесе *1*, а прямая $c'_{12}o_2$ — на колесе *2*. Так, точка M колеса *2* будет иметь скорость $v_м$, выраженную вектором $\overline{mm'}$, а величина этой скорости определится из равенства

$$v_м\ \beta\ \overline{mm'} \text{ м/сек.}$$

Точно так же скорость точки K изобразится вектором kk'.

Так как скорость точки O_2 равна нулю, а скорости точек C_{12} и K равны между собой, но противоположны по знаку, то закон распределения скоростей на колесе *2* изобразится прямой $c'_{12}\ k'$. Если принять направление скорости точки C_{12} за положительное, то направление скорости точки K будет отрицательным, мы должны присвоить ей знак минус, т. е. написать, что

$$v_к = -\beta\,\overline{kk'}.$$

Фигура $ko_2o_1c'_{12}o_2k'k$ есть план скоростей нашего редуктора.

От плана скоростей легко перейти и к плану чисел оборотов. Для этого от какой-либо точки P прямой Po_1 откладываем на этой прямой произвольно выбранный отрезок PS, равный, положим, b миллиметрам. Затем из точки S восстанавливаем перпендикуляр $I—II$ к прямой PS и через точку P проводим прямые PI и PII, параллельные $o_1c'_{12}$ и $o_2c'_{12}$. Эти прямые в пересечении с линией $I—II$ дадут точки I и II.

Известно, что угловая скорость ω ровна отношению $\frac{v}{R}$. В нашем случае, скорость v_1 колеса *1* равна $\beta \cdot \overline{c_{12}\,c'_{12}}$, а его радиус выражается отрезком $O_1 C_{12}$. Если масштаб чертежа равен $1:\mu$, т. е. чертеж уменьшен в μ раз против натуры, то $R_1 = 0{,}001\,\mu \cdot \overline{O_1 C_{12}}$ (радиус R_1 должен быть выражен в метрах, отрезок $\overline{O_1 C_{12}}$ выражается в миллиметрах).

Тогда угловая скорость ω_1 колеса *1* выразится так

$$\omega_1 = \frac{v_1}{R_1} = 1000\,\frac{\beta \cdot \overline{c_{12}\,c'_{12}}}{\mu \cdot \overline{O_1 C_{12}}} = 1000\,\frac{\beta}{\mu}\,\frac{\overline{c_{12}\,c'_{12}}}{\overline{o_1 c_{12}}} = 1000\,\frac{\beta}{\mu}\,\mathrm{tg}\,\angle c'_{12}\,o_1\,c_{12}.$$

Но, так как угол $c'_{12}\,o_1\,c_{12}$ равен углу SPI (в силу параллельности сторон), то $\mathrm{tg}\,\angle c'_{12}o_1c_{12} = \mathrm{tg}\,\angle SPI = \frac{\overline{SI}}{\overline{SP}}$.

Окончательно угловая скорость ω_1 будет равняться

$$\omega_1 = 1000\,\frac{\beta}{\mu}\,\frac{\overline{SI}}{\overline{SP}} = 1000\,\frac{\beta}{\mu}\,\frac{\overline{SI}}{b} = 1000\,\frac{\beta}{\mu b}\,\overline{SI},$$

т. е. мы получили, что отрезок SI выражает в масштабе $1000\,\frac{\beta}{\mu b}$ угловую скорость колеса *I*. Но, так как

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{n_1}{9{,}55} = 1000\,\frac{\beta}{\mu b}\,\overline{SI},$$

то

$$n_1 = 1000\,\frac{9{,}55\,\beta}{\mu b}\,\overline{SI} = \sigma \cdot \overline{SI}. \qquad (30)$$

Из этой формулы видно, что отрезок SI выражает в масштабе $\sigma = 1000\,\frac{9{,}55\,\beta}{\mu b}$ число оборотов колеса *1*.

Если в выражение σ подставить значение β формулы (29), то получим, что

$$\sigma = 1000\,\frac{9{,}55 \cdot \pi \cdot n_1 R_1}{\mu b 30 a} = 1000\,\frac{n_1 R_1}{a \mu b}\ \text{об/мин мм}, \qquad (31)$$

где радиус R_1 должен быть выражен в метрах.

Подобным же образом можно показать, что отрезок SII дает в масштабе σ число оборотов колеса *2*.

Векторы SI и SII по плану чисел оборотов направлены в разные стороны, что означает вращение колес в разные стороны. Направление вращения колеса *I* нами принято за отрицательное, следовательно, и направление вектора SI на плане чисел оборотов от точки S влево следует тоже принять за отрицательное.

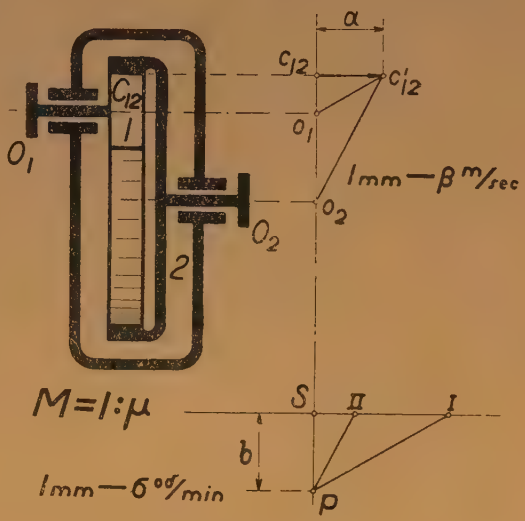
Передаточное число i получится из соотношения

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\overline{SI}}{\overline{SII}}. \qquad (32)$$

Уравнение (32) показывает, что передаточное число нашего редуктора есть отношение отрезков SI и SII.

Отрезок SI имеет отрицательное направление, а отрезок SII — положительное, следовательно, передаточное число i будет отрицательным, а это означает, что редуктор меняет не только крутящие моменты, но и направление вращения. Итак,

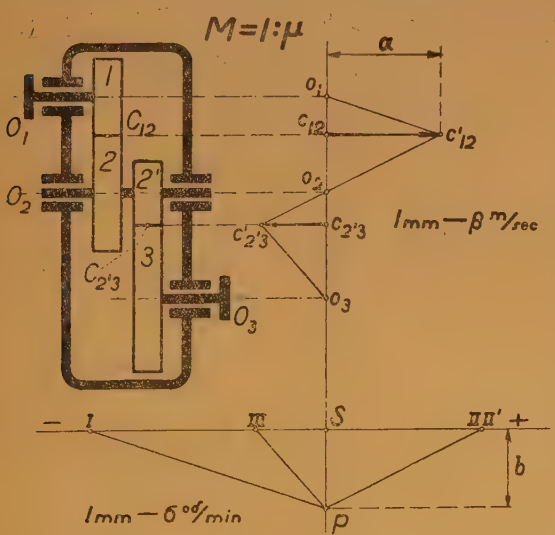
$$i_{1-2} = -\frac{\overline{SI}}{\overline{SII}}.$$



Фиг. 80.

Часто вместо колес с наружным зацеплением приходится ставить колеса с внутренним зацеплением (фиг. 80). В этом случае меняется лишь только внешний вид планов скоростей и чисел оборотов, но рассуждения и ход построений остаются прежние. При внутреннем зацеплении мы имеем отрезки SI и SII, направленные в одну и ту же сторону от прямой Po_1, следовательно, передаточное число

$$i_{1-2} = +\frac{\overline{SI}}{\overline{SII}},$$



Фиг. 81.

т. е. передача с внутренним зацеплением, в противоположность передаче с наружным зацеплением, не меняет направления вращения, а изменяет лишь передаваемый крутящий момент.

Это ее свойство — не менять направления вращения — в некоторых случаях рассматривается как некоторое преимущество.

Для увеличения передаточного числа i приходится последовательно вводить несколько таких простых редукторов, совокупность которых дает редукторы сложные. Последние могут составляться не только из передач с внешним или только внутренним зацеплением, но и из комбинации их. На фиг. 81 дана схема двойного редуктора, составленного из двух пар зубчатых колес *1*, *2* и *2'*, *3* с внешним зацеплением.

Оставляя прежние обозначения, строим для него планы скоростей и чисел оборотов. Как и в случае простого редуктора, проектируем центры валов O_1, O_2 и O_3 и мгновенные центры вращений C_{12} и $C_{2'3}$ (точки касания начальных окружностей) на произвольно выбранную вертикальную прямую Po_1. По числу оборотов n_1 вала O_1 и радиусу R_1 вычисляем скорость v_1 на начальной окружности колеса *1* и изображаем ее в масштабе β в виде вектора $c_{12}c'_{12}$, исходящего из точки c_{12}. Далее, из точки c'_{12} проводим лучи $c'_{12}o_1$ и $c'_{12}o_2$, которые и представляют собою законы изменения скоростей для колес *1* и *2*.

На валу *2* сидит, жестко с ним связанное посредством шпонки, колесо *2'*, оно, очевидно, обладает тою же угловой скоростью, что и колесо *2*, а потому закон распределения линейных скоростей для него будет тот же, что и для колеса *2*. Раз это так, то, пересекая лучем $c'_{12}o_2$ перпендикуляр из точки $c_{2'3}$ к оси Po_1, мы получим отрезок $c_{2'3}c'_{2'3}$, выражающий собою скорость точки $C_{2'3}$ колес *2'* и *3*. Соединяя точки $c'_{2'3}$ и o_3 прямой $c'_{2'3}o_3$, получим закон распределения линейных скоростей на колесе *3*.

План чисел оборотов строится проведением из точки P линий PI PII и $PIII$, параллельных прямым $o_1c'_{12}$, $c'_{12}c'_{2'3}$ и $c'_{2'3}o_3$, до пересечения с горизонталью *I—II*. Отрезок SI дает в масштабе σ число оборотов колеса *1*, отрезок SII — числа оборотов колес *2* и *2'* и, наконец, отрезок $SIII$ — число оборотов колеса *3*.

Передаточное число $i_{1—2}$ первой пары колес *1—2* будет равно отношению отрезков SI и SII

$$i_{1—2} = -\frac{SI}{SII}.$$

Передаточное число $i_{2'—3}$ второй пары будет

$$i_{2'—3} = -\frac{\overline{SII}}{\overline{SIII}}.$$

Общее передаточное число $i_{1—3}$ составится из произведения передаточных чисел $i_{1—2}$ и $i_{2'—3}$, т. е.

$$i_{1—3} = i_{1—2} \cdot i_{2'—3} = -\frac{\overline{SI}}{\overline{SII}} \cdot -\frac{SII'}{\overline{SIII}} = +\frac{\overline{SI}}{\overline{SIII}}. \qquad (33)$$

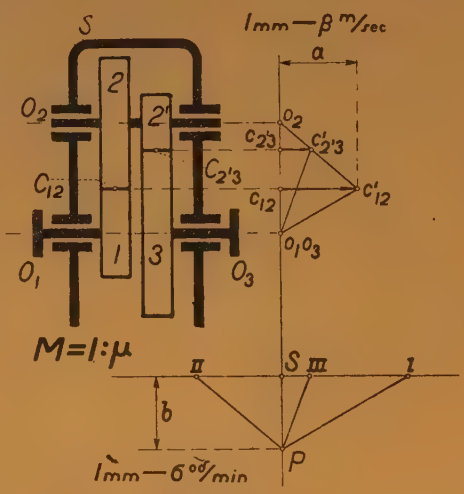
Таким образом, редуктор, составленный из двух внешних передач так же, как и простой редуктор с внутренним зацеплением, меняет только величину передаваемого момента.

Заметим, что если задача сводится к определению передаточного числа по заданным размерам колес или, наоборот, по данному передаточному числу ищутся начальные радиусы колес, то, как видно из разбора приведенных редукторов, для построения планов, величины окружных скоростей можно и не знать, достаточно задаться каким-нибудь отрезком $c_{12}c'_{12}$, принять его за скорость v_1 и, не вычисляя масштаба скоростей, строить по этому отрезку весь план скоростей и чисел оборотов.

ИЗ КНИГ
С. А. Семигуева

Редукторы, составленные из ряда простых передач (с внутренним и внешним зацеплением) имеют несколько параллельных валов (из них два крайние будут ведущим и ведомым, а остальные — промежуточными).

Подшипники всех валов отливаются заодно со станиной (фиг. 86), которая имеет вид корыта для наливания масла и плотно закрывается сверху крышкой.



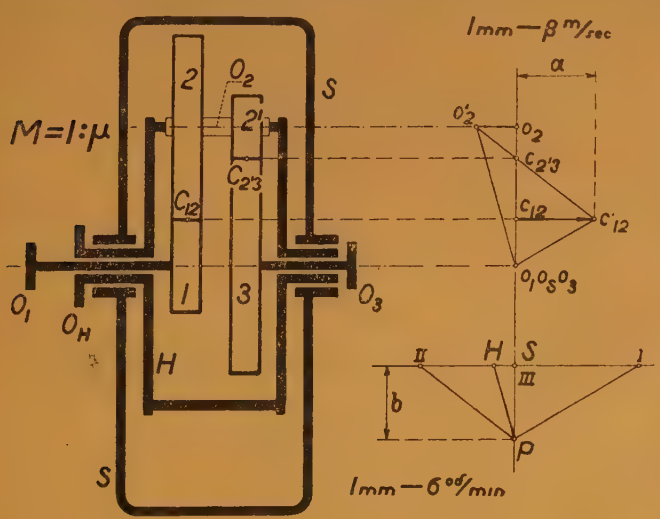
Фиг. 82.

Такие редукторы мы будем называть редукторами с параллельными валами.

Часто, для более удобного присоединения редуктора с одной стороны к машине — двигателю (электромотору, двигателю внутреннего сгорания и т. д.), а с другой стороны к машине—потребителю (барабану подъемной лебедки, трансмиссионному валу, карданному валу автомобиля и пр.) валы O_1 и O_3 располагают так, чтобы их оси лежали на одной прямой. Такое расположение валов требует соответствующего подбора радиусов всех колес, а именно

$$R_1 + R_2 = R'_2 + R_3.$$

Редукторы с подобным расположением валов мы будем называть одноосными.



Фиг. 83.

На фиг. 82 дана схема одноосного редуктора и построены планы скоростей и чисел оборотов.

Если предположить, что вал O_2, на котором сидят на шпонках колеса 2 и 2', представляет собою трубку, могущую вращаться на оси, укрепленной не непосредственно в раме S редуктора, а на шайбе H, могущей, в свою очередь вращаться около оси валов O_1 и O_3 (фиг. 83), то будут возможны следующие два случая движения.

Первый случай.

Вал O_H с укрепленной на нем шайбой H заделан неподвижно в раме S. Имеем одноосный редуктор, уже разобранного нами типа (см. фиг. 82).

Второй случай.

Один из валов O_1 или O_3, вместе с сидящим на нем колесом, укреплен неподвижно.

Тогда, при вращении другого вала, придет в движение и труба O_2 вместе с колесами *2* и *2'*, что заставит одно из них катится по остановленному колесу *1* или *3*, и что, в свою очередь, заставит вращаться шайбу H вместе с валом O_H.

Редукторы, осуществляющие такое движение, называются планетарными.

Пример. Остановим колесо *3*. На плане скоростей это отзовется тем, что скорость точки $C_{2'3}$ колеса *3* будет равна 0, а вектор $c'_{12}c_{2'3}$ пройдет не через точку o_2, как на фиг. 82, а через точку $c_{2'3}$ (фиг. 83).

Вследствие этого труба O_2 сама получит некоторую скорость, изображенную вектором $o_2o'_2$.

Соединив точки o'_2 и o_1 прямой, получим закон распределения скоростей на шайбе H.

Соответственным образом изменится и план чисел оборотов.

Отрезок SH дает в масштабе σ число оборотов шайбы, отрезок SII — число оборотов колеса *2* относительно неподвижной рамы S и отрезок HII — число оборотов колеса *2* по отношению к вращающейся шайбе H (по этому числу оборотов пришлось бы, напр., рассчитывать шипы для колес *2* и *2'*).

Передаточное число получится из отношения

$$i_{1-H} = -\frac{\overline{SI}}{\overline{SH}}. \qquad (34)$$

Из плана чисел оборотов нетрудно видеть, что $\overline{SI} = \overline{HI} - \overline{SH}$. Подставляя это равенство в формулу (34), получим

$$i_{1-II} = -\frac{\overline{HI} - \overline{SH}}{\overline{SH}} = 1 - \frac{\overline{HI}}{\overline{SH}} = 1 - \frac{\overline{HI}}{\overline{IIIH}}. \qquad (35)$$

Отрезок $\overline{HI}$ выражает собою в масштабе σ число оборотов колеса *1* относительно шайбы H, а отрезок $\overline{IIIH}$ — число оборотов шайбы относительно неподвижного третьего колеса или, наоборот, число оборотов третьего колеса относительно шайбы.

Но отношение $\frac{\overline{HI}}{\overline{IIIH}}$ есть передаточное число редуктора, составленного из тех же колес, но с неподвижной шайбой, т. е. редуктора непланетарного (по фиг. 82, на которой точка H совпадает с S).

Следовательно, можно написать, что

$$i_{1-H} = 1 - i_{1-3}. \qquad (36)$$

Это отношение будет справедливо и тогда, когда редуктор с параллельными валами будет составлен из одной внешней и одной внутренней передач.

На фиг. 84 дана схема такого редуктора. Его план чисел оборотов (фиг. 84а) показывает, что передаточное число (при неподвижной шайбе H)

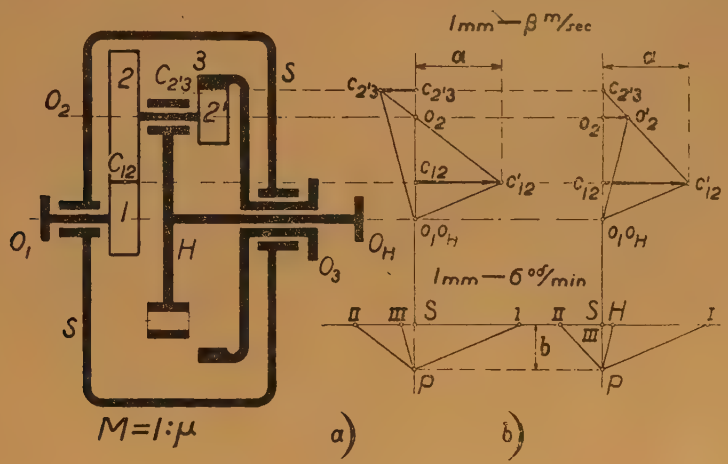
$$i_{1-3} = -\frac{\overline{SI}}{\overline{SIII}}$$

отрицательно.

На фиг. 84b дан план чисел оборотов для редуктора планетарного (шайба H вращается, а колесо 3 остается неподвижным), составленного из тех же колес. Его передаточное число будет

$$i_{1-H} = +\frac{\overline{SI}}{\overline{SH}} = \frac{\overline{SH}+\overline{HI}}{\overline{SH}} = 1+\frac{\overline{HI}}{\overline{SH}} = 1-\left(-\frac{\overline{HI}}{\overline{SH}}\right) = 1-i_{1-3}.$$

Итак, передаточное число планетарного редуктора можно получить вычитанием из единицы передаточного числа редуктора непланетарного,



Фиг. 84.

но составленного из тех же колес. Если передаточное число непланетарного редуктора — отрицательно, то из единицы приходится вычитать число отрицательное, в этом случае передаточное число планетарного редуктора получается всегда больше, чем у непланетарного. Если же передаточное число непланетарного редуктора — положительно, то, для того чтобы получить передаточное число планетарного редуктора большим, следует брать передаточное число первого редуктора между $^1/_2$ и 1.

Так, если $i_{1-3} = +\frac{2}{3}$, то $i_{1-H} = 1-\frac{2}{3} = \frac{1}{3}$, т. е. непланетарный редуктор дает передаточное число $i = 1{,}5$, а планетарный $i = 3$.

При $i_{1-3} = +\frac{99}{100}$, $i_{1-H} = 1-\frac{99}{100} = \frac{1}{100}$, следовательно, чем ближе, будет подходить i_{1-3} к 1, тем больше будет i_{1-H}.

Этим свойством пользуются для получения больших передаточных чисел в воротах подъемных приспособлений.

К планетарным редукторам относятся так называемые дифференциалы. Их отличительной особенностью является то, что все три вала могут свободно вращаться. По своему назначению дифференциалы можно разбить на два вида.

Первый вид употребляется в тех случаях, когда вращение одного вала (ведущего) требуется передать на два других (ведомых), число оборотов которых связано между собою каким-нибудь соотношением, меняющимся по времени. Ярким примером такого случая является передача вращения автомобильного мотора к задним ведущим колесам.

Если автомобиль едет по прямой линии, то задние колеса вращаются с одинаковым числом оборотов и дифференциал работает как простая зубчатая передача. Если же автомобиль делает поворот, то колеса бегут по окружностям разных радиусов, но принимая во внимание, что время поворота для всех колес одно и то же, мы должны заключить, что колесо, бегущее по окружности большего радиуса, должно получить большее число оборотов, нежели колесо, бегущее по дуге меньшего радиуса. В этот момент от дифференциала требуется его специфическая работа по созданию соответствующих чисел оборотов для обоих колес.

Дифференциал второго вида является суммирующим и употребляется в тех случаях, когда движение какого-нибудь механизма должно быть функцией движений двух других механизмов. Последние вращают два ведущих вала дифференциала, а третий вал (ведомый) приводит во вращение вал механизма с зависимым движением. Примером такого устройства может служить дифференциал банкоброшной машины в прядильном производстве.

Вышеизложенный графический метод применяется на практике при исследовании более или менее сложных редукторов и приносит громадное облегчение конструктору при решении им задачи расчета редуктора по заданной мощности и передаточному числу.

Набросав предварительно планы скоростей и чисел оборотов для редуктора выбранной схемы, конструктор сразу увидит, что можно получить от взятой конструкции и размеров колес и как надо их изменить, чтобы редуктор удовлетворял поставленным требованиям [1]).

Из всего сказанного видно, что редукторы по их конструкции можно разделить на четыре главных типа:

Редукторы с параллельными валами.
Редукторы одноосные непланетарные.
Редукторы планетарные.
Редукторы сложные.

Каждый из этих типов может быть в свою очередь разделен еще на редукторы простые (одноступенчатые) и сложные (многоступенчатые) или многократные).

Понятно, что к последнему типу могут принадлежать только редукторы многократные.

---

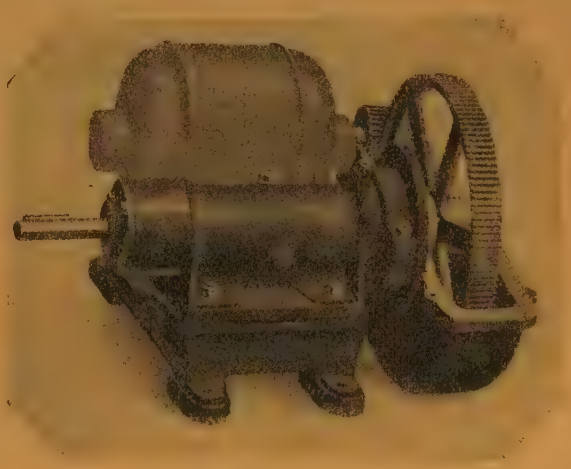
[1]) См. Prof. Kutzbach „Vorlesung Maschinen-Elemente“, III;
Maschinenbau 1927;
VDI, 1924.

Ниже мы приводим описания и способы расчета некоторых наиболее распространенных редукторов как европейских, так и американских заводов, при чем все кинематические расчеты мы проводим графическим методом, как более наглядным.

Заметим, что приводимый нами при исследовании редукторов графический метод излагался проф. МВТУ Л. П. Смирновым на его лекциях по прикладной механике еще задолго до опубликования такового проф. Kutzbach[1]).

3. Редукторы с параллельными валами.

На фиг. 85 представлен простейший редуктор завода Gebr. Wetzel, Leipzig. Он составлен из пары зубчатых колес, работающих в масляной ванне. Допускает передаточное число i до 5 и строится сравнительно на небольшие мощности. При тщательном изготовлении может иметь довольно высокий коэффициент полезного действия до 0,98.



Фиг. 85.

На фиг. 86 изображен редуктор завода Humboldt'a рассчитанный на большую мощность. Вал A — ведущий, соединяется посредством муфты с валом мотора, вал B — ведомый. Редуктор двухступенчатый с одним промежуточным валом. Его передаточное число может доходить до 30 и выше.

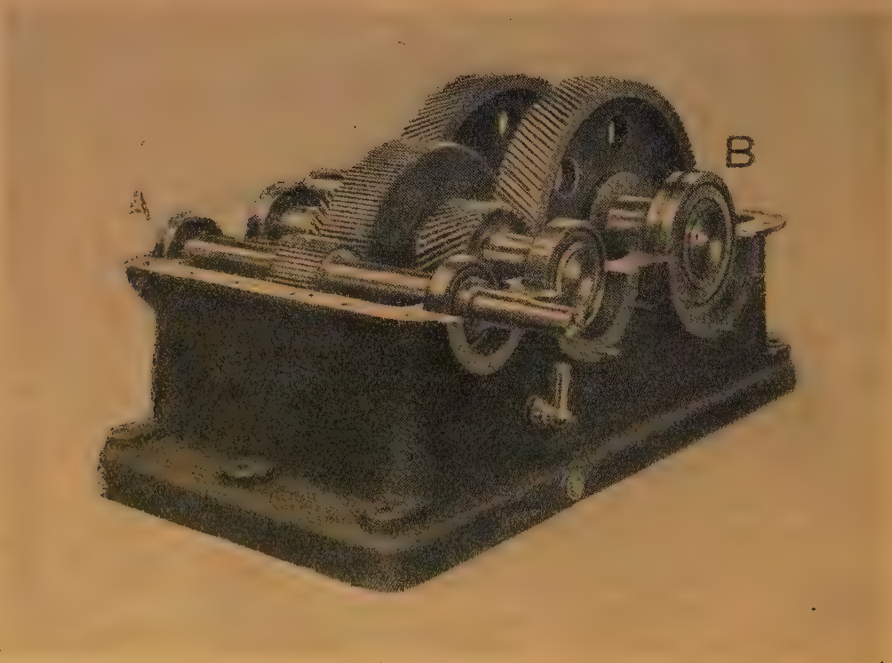
Тщательное изготовление зубчатых колес и точная установка всех валов позволяют повышать в этих редукторах отношение $\psi = \frac{b}{t}$ до 4,5—5. Увеличением отношения ψ достигают уменьшения модуля m и, тем самым, компактности установки. Для той же самой цели вторую ступень редуктора делают двойной, чтобы вращающий момент с промежуточного вала передать на ведомый через две одинаковых пары зубчатых колес, каждую из которых на этом основании и рассчитывают только на половинную мощность. Косые зубцы на колесах второй ступени сделаны для плавной передачи и для точного деления пополам вращающего момента.

Косой зуб, как известно, создает осевое усилие, последнее может быть получено разложением нормального давления на зубец N на два составляющих: на окружное усилие P и осевое — Q (фиг. 87).

---

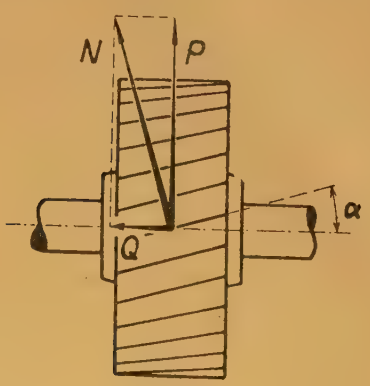
[1]) Данные сведения мы сообщаем с любезного разрешения проф. Л. П. Смирнова.

Если у соседнего колеса зубья будут наклонены под тем же углом α, но в другую сторону, то возникающее у него осевое усилие Q будет действовать уже в другую сторону и тем самым погашать первое.



Фиг. 86.

В случае неправильной посадки колес на вал в зацеплении будет находиться только одно колесо, и возникающая сила Q будет стремиться передвинуть его вместе с валом по направлению своего действия до тех пор, пока не придет в соприкосно-



Фиг. 87.

Фиг. 88.

вение соседняя пара. Таким образом, давая валу возможность перемещаться в осевом направлении, можно получить при косых зубьях совершенно точное распределение моментов.

Некоторые заводы применяют для той же цели колеса со скользящими вдоль обода зубчатыми венцами (фиг. 88). Степень передвижения венца регулируется пружинами.

Расчет редукторов первого типа на износ ведется по обычным расчетным формулам для зубчатых колес.

4. Одноосные редукторы.

На фиг. 89 представлен одноступенчатый редуктор американского завода Foote Bros с передаточным числом $i = 5{,}5$ и тремя промежуточными неподвижными осями O_2. Колесо *1* сделано за одно целое с ведущим валом O_1, а колесо O_3 — с ведомым валом O_3. Колеса *2* свободно вращаются на своих осях O_2. Они приводятся в движение колесом *1* и, в свою очередь, заставляют вращаться колесо *3*, выполненное с внутренним зацеплением. Наивысшее передаточное число i такой редуктор допускает равным 8.

Расчет этого редуктора проводится в следующем порядке. Дается мощность N (ЛС), передаточное число i и число оборотов n_1 ведущего вала O_1.

Сначала рассчитывают колесо *1* на износ по обычной формуле (9)

$$t_1 = 10\sqrt[3]{\frac{450\,N'}{c\psi z_1 n_1}},$$

но только с той лишь разницей, что в расчетную формулу вводят не полную мощность N, а только одну ее треть $N' = \frac{N}{3}$, в виду того, что с колесом *1* сцепляются три одинаковых колеса *2* и момент ровномерно распределяется между ними.

Последнее требует совершенно точного сверления левого кожуха редуктора, применяя для этой цели тщательно изготовленный кондуктор, и точного выполнения зубчатых колес.

После сборки редуктора его следует некоторое время «погонять» с небольшой перегрузкой и обильной смазкой, дабы дать возможность приработаться всем колесам. Если все эти условия почему-либо трудно выполнить, то лучше вести расчет в предположении, что одновременно будут находиться в зацеплении только два колеса *2* и тогда в формулу шага подстанавливают $\frac{2N}{3}$.

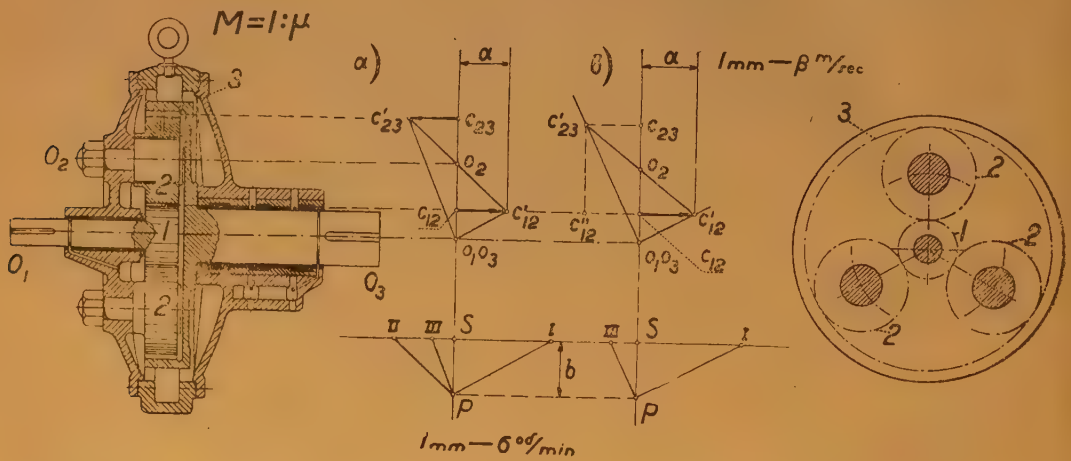
Число зубьев z берут от 16 и выше, причем его следует брать кратным трем, чтобы колеса *2* расположились симметрично (отсутствие давления на вал O_1). Если же оказывается, что число $z_1 = 16$ велико, то, уменьшая его, переходят на косые зубья (в немецких конструкциях встречается число зубьев $z_1 = 7$).

Отношение $\psi = \frac{b}{t}$ берется от 3 до 5. Коэффициент износа c кг/см^2 выбирается по таблице 4.

После определения модуля и размеров колеса *1*, находим размеры остальных колес *2* и *3*, что удобнее всего делать при помощи планов скоростей и чисел оборотов. Сначала предположим, что размеры всех колес редуктора нам известны; разберем построение планов скоростей и чисел оборотов.

Проектируем на вертикаль Po_2 оси колес *1*, *2* и *3* и точки их касания (фиг. 89а), получим точки o_1, o_2, o_3 (совпадает с o_1), c_{12} и c_{23}. На перпендикуляре к Po_2 в точке c_{12} откладываем отрезок $\overline{c_{12}c'_{12}}$, выражающий в масштабе β скорость v_1 колеса *1*. Соединяем точки c'_{12} и o_1 прямой, получаем закон изменения скоростей на колесе *1*.

Так как окружная скорость в точках c_{12} и c_{23} колеса *2* по величине одна и та же, и так как точка c_{23} одновременно принадлежит и колесу *3*,



Фиг. 89.

то отрезок $\overline{c_{23}c'_{23}}$ должен быть равен отрезку $\overline{c_{12}c'_{12}}$. Соединяя точку c'_{23} с точками c'_{12} и o_1, получим: прямую $c'_{23}c'_{12}$, дающую закон распределения скоростей на колесе *2*, и прямую $c'_{23}o_1$, выражающую закон распределения скоростей на колесе *3*.

Имея план скоростей, переходим к построению плана чисел оборотов и к определению по нему передаточного числа i. Для этого проводим через точку P лучи PI, PII и $PIII$, параллельные прямым $o_1c'_{12}$, $c'_{12}c'_{23}$ и $o_1c'_{23}$, и отмечаем точки I, II и III пересечения этих лучей с горизонталью $I—II$. Отрезки SI, SII и $SIII$ выразят в масштабе σ числа оборотов колес *1*, *2* и *3*.

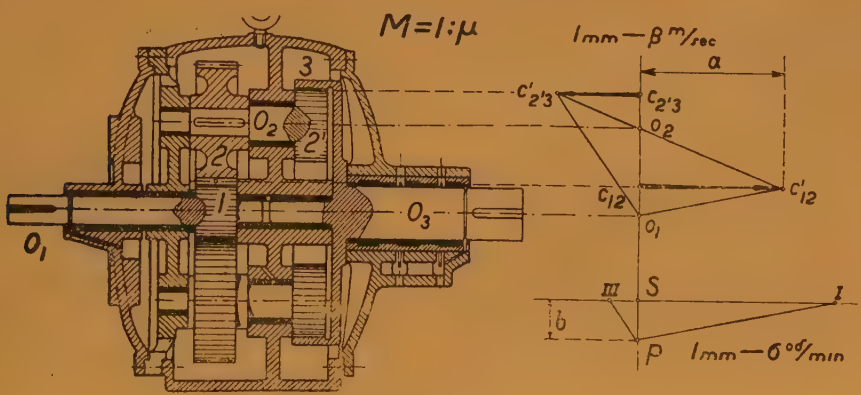
Отношение $-\frac{SI}{SIII}$ будет передаточным числом i редуктора.

Теперь вернемся к определению размеров колес *2* и *3*, если известны размеры колеса *1* и его модуль m_1. Берем произвольную вертикальную прямую Po_2 и проектируем на нее ось вала O_1 и точку касания колес *1* и *2* (фиг. 89b). Получаем точки o_1 и c_{12}. От точки c_{12}, на перпендикуляре к прямой Po_2, откладываем отрезок $\overline{c_{12}c'_{12}}$, равный a мм и выражающий

собою в масштабе β скорость v_1 на начальных окружностях колес *1* и *2*. Точки o_1 и c'_{12} соединяем между собой. Прямая $c'_{12}o_1$ дает закон распределения скоростей на колесе *1*.

Далее, на этой же вертикали берем некоторую точку P и на расстоянии от нее, равном b мм, проводим горизонталь. Луч PI, проходящий через точку P и параллельный линии $o_1c'_{12}$, пересечет горизонталь в точке *I*. Отрезок SI, как известно, выражает в масштабе σ число оборотов колеса *1*.

Имея заданным передаточное число i, делят отрезок $\overline{SI}$ на i равных частей и одну такую часть откладывают по горизонтали от точки S влево (передаточное число редуктора—отрицательно). Отрезок $\overline{SIII} = \frac{SI}{i}$ дает в масштабе σ число оборотов колеса *3*. Соединяем точки P и III и через точку o_1 проводим прямую $o_1c'_{23}$, параллельную $PIII$. Линия $o_1c'_{23}$ дает закон изменения скоростей на колесе *3*. Так как скорости на начальных



Фиг. 90.

окружностях колес *1*, *2* и *3* равны между собой, то конец вектора, изображающего на плане скоростей скорость на начальной окружности колеса *3*, будет лежать на прямой $o_1c'_{23}$ и отстоять от вертикали Po_2 на величину отрезка $\overline{c_{12}c''_{12}} = \overline{c_{12}c'_{12}}$.

Построением, ясным из чертежа, найдем точку c'_{23} — конец вектора, а по ней и точку c_{23}, проекцию точки касания колес *2* и *3*. Отрезок $\overline{c_{12}c_{23}}$ выразит в масштабе μ диаметр колеса *2*, а отрезок $\overline{o_1c_{23}}$ — радиус колеса *3*. Проекция центра колеса *2* будет лежать в точке o_2 пересечения прямой $c'_{12}c'_{23}$ с вертикалью Po_2 и на середине отрезка $\overline{c_{12}c_{23}}$.

Числа зубьев колес *2* и *3* соответственно будут $z_2 = \frac{2R_2}{m_1}$ и $z_3 = \frac{2R_3}{m_1}$, где m_1 — общий для всех колес модуль. Числа зубьев z_2 и z_3, для возможности размещения колес *2* под углом в 120° друг к другу (см. фиг. 89), должны быть: первое непременно четным, второе — кратным трех.

Если требуется от редуктора большое передаточное число, то колесо *2* делают двойным. Такой редуктор в исполнении завода Foote Bros пред-

ставлен на фиг. 90. Схема его может быть представлена фиг. 84 при условии, что шайба H неподвижно закреплена в раме.

На той же фиг. 84 даны и его планы. Редукторы эти изготовляются заводом с передаточным числом до 12.

Расчет такого редуктора начинается с определения модуля m_1 ведущего колеса *1*, находящегося в зацеплении с колесами *2*.

Для уничтожения давления на вал O_1 колеса *2* располагают под углом в 120° друг к другу. Такое расположение колес *2* ведет к установлению на ведущем колесе числа зубьев кратного трем.

Размеры остальных колес находят графически.

Аналогично предыдущему случаю, строим отрезок $\overline{c_{12}c'_{12}}$ (фиг. 90), соединяем точки o_1 и c'_{12} прямой и проводим луч PI, параллельно $c_{12}c'_{12}$. Делим затем отрезок SI на i равных частей, где i — передаточное число рассматриваемого редуктора, и одну такую часть $\frac{\overline{SI}}{i}$ откладываем по прямой *I—III* влево от точки S. Получаем отрезок $\overline{SIII}$, выражающий в масштабе σ число оборотов колеса *3*.

Соединяем точку P с точкой *III* и проводим прямую $o_1c'_{2'3}$, параллельную $PIII$. Прямая $o_1c'_{2'3}$ выразит закон изменения скорости на колесе *3*. Опуская из точки $c'_{2'3}$ перпендикуляр на вертикаль Po_2, получим точку $c_{2'3}$ — проекцию точки касания колес *2'* и *3*.

Отрезки $\overline{o_2c_{12}}$, $o_2c_{2'3}$ и $o_1c_{2'3}$ дают в масштабе μ величины радиусов колес *2*, *2'* и *3*.

В силу того, что, при проектировании редуктора вновь, луч $c'_{12}c'_{2'3}$ приходится проводить совершенно произвольно, задача допускает множество решений. На практике стремятся получить такой редуктор, который имел бы минимальные размеры. Последнее достигается тем, что луч $c'_{12}c'_{2'3}$ проводят по возможности под большим углом наклона $c'_{12}o_2o_1$ к вертикали. Предел наклона луча ограничивается минимальными, практически допустимыми размерами колес (малое число зубьев, посадка малых колес на валы на шпонках и т. д.).

Колеса *1* и *2* должны иметь один общий модуль m_1. Число зубьев на колесе *2* найдется по формуле $z_2 = \frac{2R_2}{m_1}$.

Колеса же *2'* и *3* будут иметь свой модуль m_2, отличный от m_1. Его можно найти из расчета по данной мощности, скорости и радиусам начальных окружностей колес *2'* и *3*.

Мощность, передаваемая этими колесами, будет

$$N_2' = \frac{N\eta_1}{3},$$

где N — полная мощность мотора, а η_1 — коэффициент полезного действия первой ступени

$$\eta_1 \simeq 0{,}96 - 0{,}98.$$

Скорость колес может быть установлена по плану скоростей

$$v_{2'3} = \overline{c_{2'3}c'_{2'3}} \cdot \beta \text{ м/сек.}$$

Шаг зацепления $t_{2'}$ определяется по формуле

$$t_{2'} = 378 \sqrt{\frac{2'}{c\psi D_{2'} n_{2'}}}\ ^{1}), \qquad (36)$$

где $D_{2'}$ — начальный диаметр колеса $2'$, а $n_{2'}$ — его число оборотов, равное

$$n_{2'} = n_2 = n_1 \frac{z_1}{z_2}.$$

Колесо 3 для уничтожения давления на вал O_3 должно иметь число зубьев, кратное трем.

Если после округления числа зубьев и модуля, радиусы колес $2'$ и 3 изменятся, то следует вновь построить план скоростей и по новой скорости $v_{2'}$ проверить приемлемость значения выбранного коэффициента износа c кг/см^2.

Колеса с внутренним зацеплением имеют свои преимущества и недостатки по сравнению с колесами с внешним зацеплением. К преимуществам надо отнести — хорошее использование пространства, меньшее напряжение в зубьях, бесшумный ход и, при хорошем выполнении, небольшое изнашивание, а к недостаткам — более сложная сборка, меньшая точность в очертаниях зубьев и затруднительность изготовления (производство зубьев ведется на станках Fellows).

А потому, если желают избежать колес с внутренним зацеплением, что имеет место при весьма больших передаваемых моментах, то пару колес $2'$ и 3 заменяют колесами с внешним зацеплением.

Такой редуктор представлен на фиг. 91 в исполнении завода Albaugh Dover Mfg. Co, Chicago. Его схема, планы скоростей и чисел оборотов даны на фиг. 82. Расчет ведется так же, как и расчет подобного редуктора с внутренним зацеплением.

На табл. 20 приведены габаритные размеры редукторов, изготовляемых по фиг. 91.

Вся передача выполняется из высокосортной углеродистой стали. Валы и оси монтируются на шариковых или роликовых подшипниках.

Часто подобные редукторы выполняются не с тремя промежуточными валами, а с одним или двумя, что вызывается удобством расположения

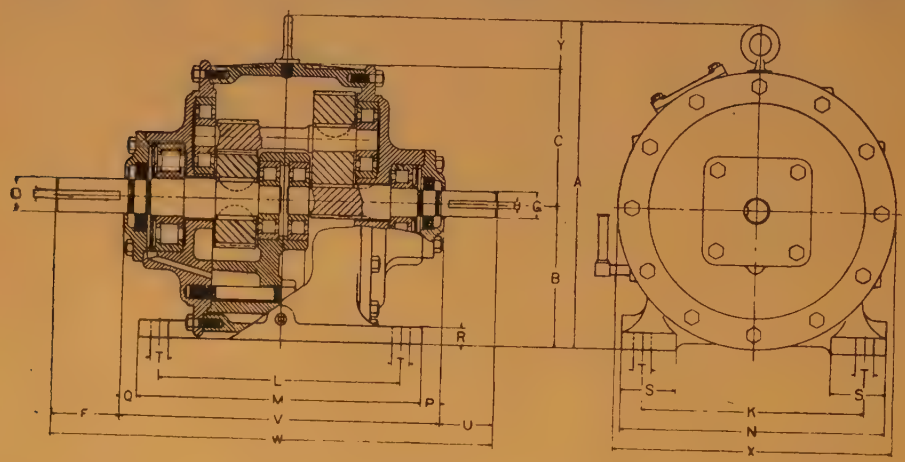
---

[1]) Вывод формулы $t = 378 \sqrt{\frac{N}{c\psi Dn}}$. В общей расчетной формуле шага $t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{c\psi z} \frac{N}{n}}$ заменяем число зубьев z через $z = \frac{D}{m} = \frac{D\pi}{t}$, тогда $t = 10 \sqrt[3]{\frac{450 \cdot t}{c \cdot \psi D\pi} \frac{N}{n}}$ или $t^3 = 10^3 \frac{450 \cdot t}{c\psi D\pi} \frac{N}{n}$, откуда $t = 378 \sqrt{\frac{N}{c\psi Dn}}$.

ТАБЛИ
Габаритные размеры

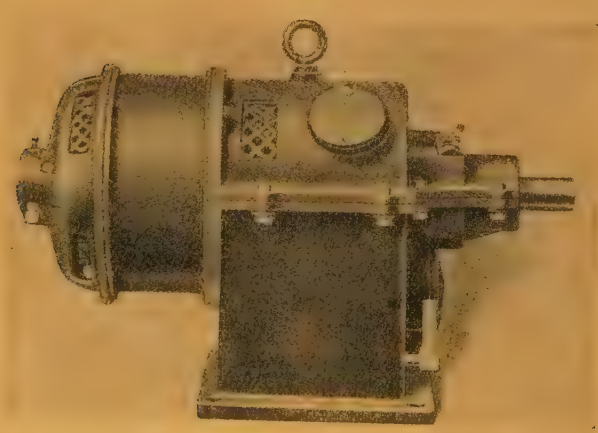
Тип	A	B	C	D	E	Г	G	H	K	L
2¼—CA	—	5 1/16	5 1/16	1¼	5/16	2½	15/16	¼	8	8¾
3—CA	15½	6¾	6¾	1¾	7/16	3½	1¼	5/16	11	11
4—CA	20½	9	9	2¼	½	4½	1⅝	⅜	14¼	14¼
5—CA	25½	11¼	11¼	2⅞	¾	5¾	2	½	17¾	17¾
6—CA	30 5/16	13½	13½	3½	⅞	7	2½	5/8	21¼	21¼

всего механизма в некоторых специальных случаях. При расчете первого зубчатого колеса таких редукторов принимают во внимание или полную



Фиг. 91.

передаваемую мощность или половинную, смотря по тому, сколько имеется промежуточных валов: один или два.



Фиг. 92.

На фиг. 92 изображен редуктор с одним промежуточным валом, изготовляемый заводом Paul Heuer для мощностей от 0,5 до 16 ЛС. К кожуху редуктора монтируется электромотор.

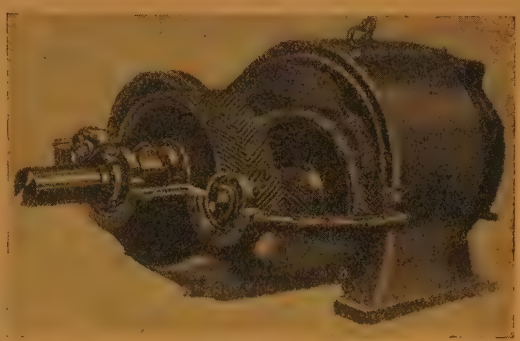
На фиг. 93 представлен редуктор завода Luth & Rosen с двумя промежуточными валами. Если нужно получить редуктор с большим передаточным числом, то увеличивают число ступеней.

ИЗ КНИГ
С. А. Сенчилов

ЦА 20
редукторов (в дюймах)

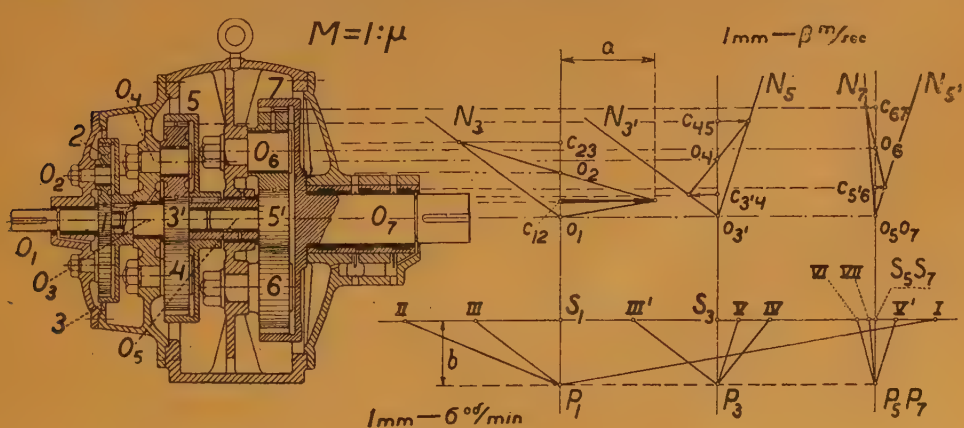
M	N	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y
$10^1/_4$	$9^1/_2$	$^{21}/_{32}$	$^{21}/_{32}$	$^5/_8$	2	$^{11}/_{16}$	$1^7/_8$	$11^9/_{16}$	$15^{15}/_{16}$	10	—
13	13	$1^1/_{16}$	$1^1/_8$	$^3/_4$	$2^5/_8$	$^{13}/_{13}$	$2^1/_2$	$15^1/_8$	$21^1/_8$	$13^1/_2$	2
$16^3/_4$	$16^3/_4$	$^3/_4$	$^3/_4$	1	$3^1/_2$	$1^1/_{16}$	$3^1/_4$	$18^1/_4$	26	$17^5/_8$	$2^1/_2$
$20^3/_4$	$20^3/_4$	$^1/_2$	$^1/_2$	$1^1/_4$	$4^3/_8$	$1^3/_8$	4	$21^3/_4$	$31^1/_2$	22	3
$24^3/_4$	$24^3/_4$	$^1/_2$	$^1/_2$	$1^1/_2$	$5^1/_4$	$1^5/_8$	5	$25^3/_4$	$37^3/_4$	$26^3/_8$	$3^5/_{16}$

На фиг. 94 имеем трехступенчатый редуктор завода Foote Bros. Он составлен из трех простых редукторов (по схеме фиг. 89) и изготовляется заводом для передаточных чисел от 64 до 200. Тот же завод строит и двухступенчатый редуктор по той же схеме для передаточных чисел от 16 до 40.



Фиг. 93.

Планы скоростей и чисел оборотов для трехступенчатого редуктора удобнее всего строить для каждой ступени отдельно (этим достигается наибольшая ясность на чертеже). Если луч $o_3'N_3'$, дающий закон изменения скоростей на колесе $3'$, провести параллельно лучу o_1N_3, а луч o_5N_5' — параллельно лучу $o_3'N_5$, то все три плана скоростей получатся в одном масштабе.



Фиг. 94.

На планах чисел оборотов должно быть

$$P_3III' \parallel P_1III \quad \text{и} \quad P_5V' \parallel P_3V.$$

Общее передаточное число редуктора равно

$$i_{1-7} = -\frac{\overline{S_1 I}}{\overline{S_7 VII}},$$

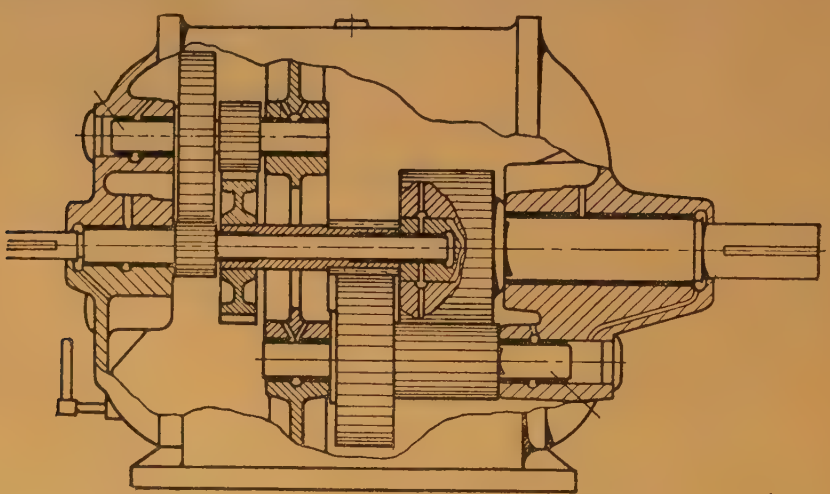
а передаточные числа ступеней

$$i_{1-3} = -\frac{\overline{S_1 I}}{\overline{S_1 III}}; \quad i_{3-5} = -\frac{\overline{S_3 III'}}{\overline{S_3 V}} \quad \text{и} \quad i_{5-7} = -\frac{\overline{S_5 V'}}{\overline{S_7 VII}}.$$

При расчете редуктора приходится предварительно задаваться передаточными числами отдельных ступеней и притом так, чтобы их произведение равнялось общему передаточному числу. Если взять все три отдельные передаточные числа равными между собой, то общее передаточное число будет

$$i_{1-7} = i^3_{1-3} \quad \text{или} \quad i_{1-3} = \sqrt[3]{i_{1-7}}.$$

Иногда подбирают i_{1-3}, i_{3-5} и i_{5-7} так, чтобы они составили геометрическую прогрессию со знаменателем близким к единице. Во всяком случае эти отдельные передаточные числа должны быть так подобраны, чтобы редуктор получил минимальный объем, а размеры отдельных ступеней менялись постепенно, увеличиваясь от первой к третьей.



Фиг. 95.

На фиг. 95 показан четырехступенчатый редуктор завода Jones Foundry Mach. Co., составленный из двух редукторов по схеме фиг. 82.

5. Планетарные редукторы.

На фиг. 96 изображен одноступенчатый редуктор завода James Mfg. Co. Завод изготовляет их с передаточными числами до 7. На том же чертеже приведены построения планов скоростей и чисел оборотов для редукторов выполненного (фиг. 96 — левый план) и для вновь проектируемого по заданному передаточному числу i (фиг. 96 — правый план).

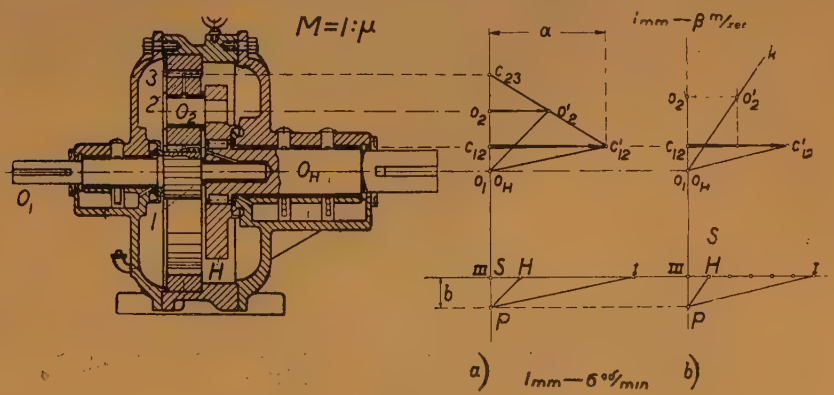
Построение планов для выполненного редуктора ясно из чертежа, на нем останавливаться мы не будем.

Приведем построение для вновь строящегося. По заданной мощности и числу оборотов ведущего вала O_1 определяем величину шага зацепления

$$t_1 = 10\sqrt[3]{\frac{450}{c \cdot \psi \cdot z_1 n_1} \cdot \frac{N}{3}}$$

для колеса *1*, а также его начальный диаметр и окружную скорость v_1.

Затем проводим вертикаль Po_2 и проектируем на нее ось вала O_1 и точку касания колес *1* и *2*, получаем точки o_1 и c_{12} (фиг. 96— правый план). На перпендикуляре к Po_2 откладываем вправо от точки c_{12} отрезок $\overline{c_{12}c'_{12}}$, изображающий в масштабе β скорость v_1, и соединяем точки c'_{12} и o_1 прямой, дающей закон изменения скоростей на колесе *1*.



Фиг. 96.

Теперь переходим к плану чисел оборотов.

Берем на вертикали произвольную точку P и проводим через нее луч PI, параллельный прямой $o_1c'_{12}$. Этот луч пересечет горизонталь, проведенную на расстоянии b мм от точки P, в некоторой точке I. Отрезок $\overline{SI}$ даст в масштабе σ число оборотов колеса *1*.

Делим этот отрезок на i равных частей, где i — заданное передаточное число редуктора (в нашем примере $i = 6$), и одну такую часть откладываем от точки S вправо по горизонтали, получаем отрезок $\overline{SH}$, выражающий собою число оборотов вала $O_н$. Затем из точки o_1 проводим луч o_1k, параллельный PH. На этом луче будет лежать конец скоростного вектора оси O_2 колеса *2*.

Найдем положение конца этого вектора.

Из треугольника $c_{12}c_{23}c'_{12}$ (фиг. 96а) имеем, что

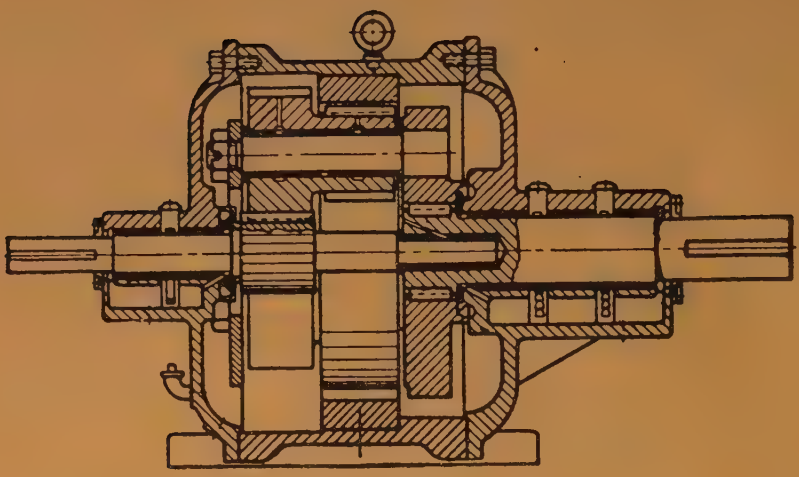
$$\overline{c_{12}o_2} = \overline{o_2c_{23}} \quad \text{и} \quad c_{12}c'_{12} \parallel o_2o'_2,$$

следовательно,

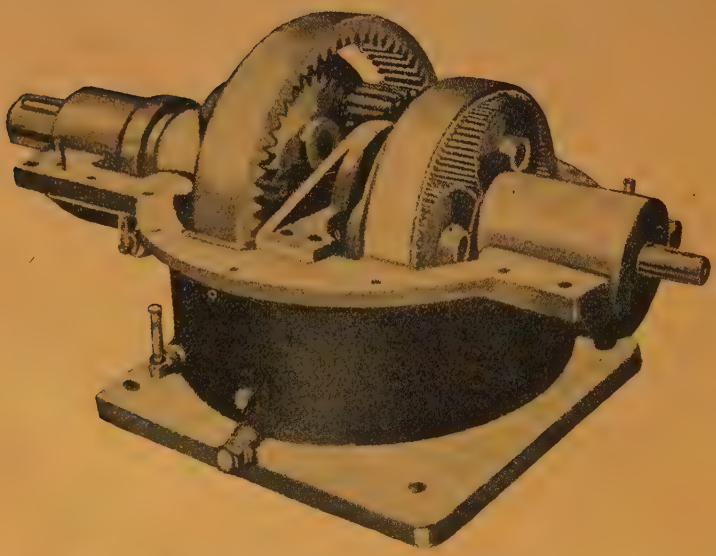
$$\overline{o_2o'_2} = \frac{1}{2}\overline{c_{12}c'_{12}},$$

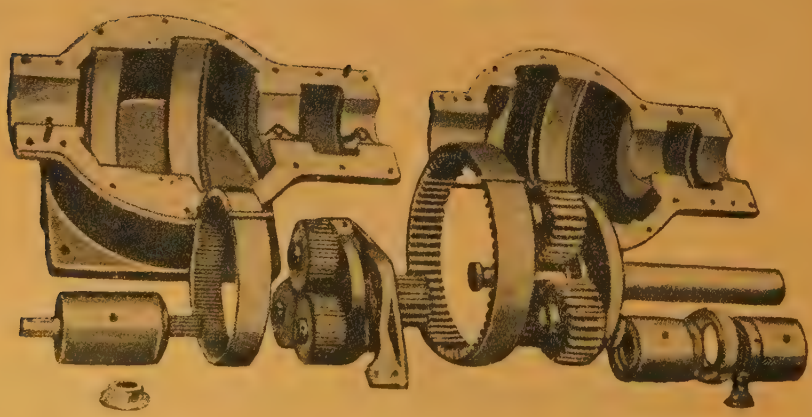
т. е. скорость оси O_2 вдвое меньше окружной скорости колеса *1*.

Имея это в виду, делим отрезок $c_{12}c'_{12}$ (фиг. 96— правый план) пополам, и из его средины проводим вертикаль до пересечения с лучем o_1k в точке o'_2.



Фиг. 97.





Фиг. 98.

Точка o'_2 есть конец скоростного вектора оси O_2, а точка o_2 — проекция центра этой оси.

Радиус колеса 2 будет

$$R_2 = \mu \cdot \overline{c_{12} \cdot o_2},$$

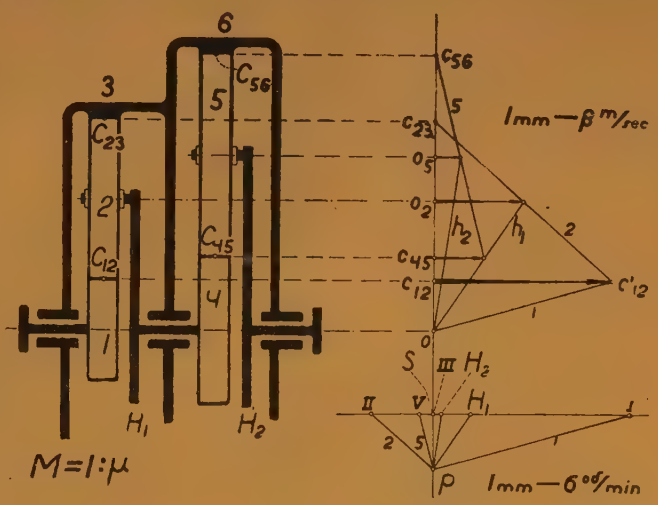
а радиус колеса 3'

$$R_3 = \mu (o_1 c_{12} + 2 \cdot c_{12} o_2),$$

где μ — масштаб чертежа.

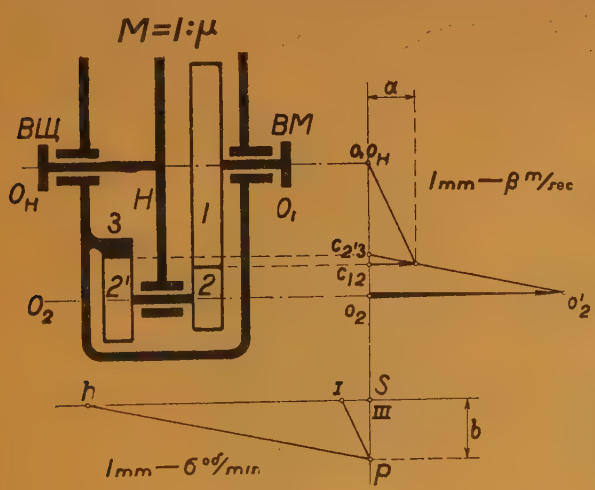
Итак, пользуясь планами скоростей и чисел оборотов, мы определили радиусы колес 2 и 3', что нам и требовалось найти.

На фиг. 97 показан двухступенчатый редуктор того же завода James Mfg. Co, выполняемый с передаточным числом до 13. Его схема и планы скоростей и чисел оборотов приведены на фиг. (84b). Расчет такого редуктора ведется аналогично расчету редуктора фиг. 96.



Фиг. 99.

На фиг. 98 показан в разобранном виде редуктор завода Pekrun, Coswig, Sa, а на фиг. 99 даны его схема и планы.



Фиг. 100.

Передаточное число первой ступени будет

$$i_1 = + \frac{\overline{SI}}{\overline{SH_1}},$$

а второй

$$i_2 = + \frac{\overline{SH_1}}{\overline{SH_2}}.$$

Общее передаточное число

$$i = i_1 \cdot i_2 = \frac{\overline{SI}}{\overline{SH_2}}.$$

На фиг. 100 и 101 приведены схемы редукторов с внешним и внутренним зацеплениями для получения больших передаточных чисел сравнительно несложными механизмами. Там же даны планы скоростей и чисел оборотов. Выше (см. стр. 102

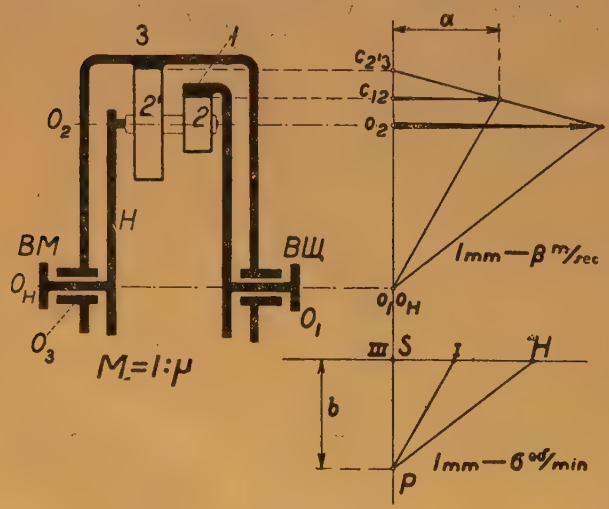
мы указывали, что для планетарных редукторов имеет место следующая зависимость

$$i_{1-H} = 1 - i_{1-3}.$$

В указанных редукторах передаточное число i_{1-3} близко к единице, а раз так, то общее передаточное число i_{1-H} может быть сделано довольно большим. Действительно, при числе зубьев на колесах *1*, *2*, *2'* и *3* (фиг. 101) соответственно равном $z_1 = 93$, $z_2 = 38$, $z_{2'} = 39$ и $z_3 = 94$, передаточное число редуктора будет

$$i_{1-H} = 1 - \frac{38}{93} \cdot \frac{94}{39} = \frac{3}{200} \left(\text{или } i_{1-H} = \frac{200}{3} \right).$$

В редукторах по типу фиг. 100 и 101 вращающаяся шайба имеет большое число оборотов, а потому ее вал, подшипники и оси колес *2* и *2'* должны быть рассчитаны на действие больших центробежных сил. Во избежание этого, подобные редукторы главным образом применяются в ручных подъемниках, у которых скорость передаточных механизмов вообще небольшая.



Фиг. 101.

По схеме фиг. 101 строятся редукторы заводом Pekrun C swig, Sa, для передачи от электромотора. Такой редуктор представлен на фиг. 102 в разобранном виде. Он имеет неподвижно закрепленное в кожухе колесо *A* с внутренним зацеплением. С этим колесом *A* сцепляется на половину длины зуба колесо *C*, сидящее на оси, укрепленной в барабане *D*, который сидит на шпонке на валу, соединяемом

Фиг. 102.

с валом мотора. Свободной половиной длины зуба колесо *C'* сцепляется с колесом *B*, имеющим, как и колесо *A*, внутреннее зацепление.

Колесо *B* посажено на шпонке на втором валу редуктора. Колеса *A* и *B* имеют небольшую разницу в числах зубьев, вследствие которой и получается, как показано выше, большое передаточное число. Колеса *A* и *B* изготовляются заводом из твердой стали, а быстро вращающийся вал колеса *C* и оси—стальными, закаленными.

На фиг. 103 показано применение редуктора завода Pekrun к лебедке для судов и складов. Грузоподъемность ее от 300 до 500 кг при скорости подъема от 0,5 до 2 м/сек. Вертикально стоящий рычаг служит для переключения лебедки на подъем и спуск, а также и для останова.

Фиг. 103.

Механизм, получающийся в результате применения редуктора, очень компактен, экономичен, прост в обращении и совершенно безопасен для обслуживающего персонала.

6. Сложные редукторы.

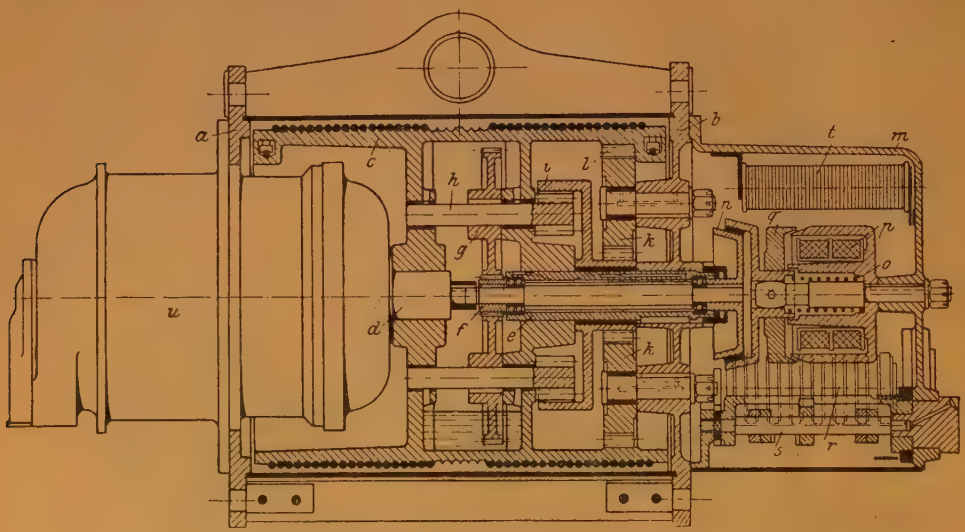
Наиболее типичным примером таких редукторов является редуктор, изображенный на фиг. 104, в исполнении завода Albatros-Werke в применении к передаче электрической кошки.

Буквами обозначено:

a и *b* — боковые щитки, *c* — барабан, *d* — подшипник мотора, являющийся в то же время опорой барабану, *e* — труба, защемленная в правом щитке, на которую опирается вторая втулка барабана, *f* и *g* — первая передача от электромотора, *h* — промежуточный вал, *i* — колесо с внутренним и внешним зацеплением, *k* — промежуточное колесо (колесо *k* контактирует с внешним зацеплением колеса *i*), *l* — венец с внутренним зацеплением, укрепленный в барабане, *m* — кожух управляющего механизма, *n* — тормозные конуса, *o* — тормозная пружина, *p* — соленоид, *q* — сердечник, *r* — выключатель, *s* — предельный выключатель, *t* — реостат и *u* — подъемный мотор.

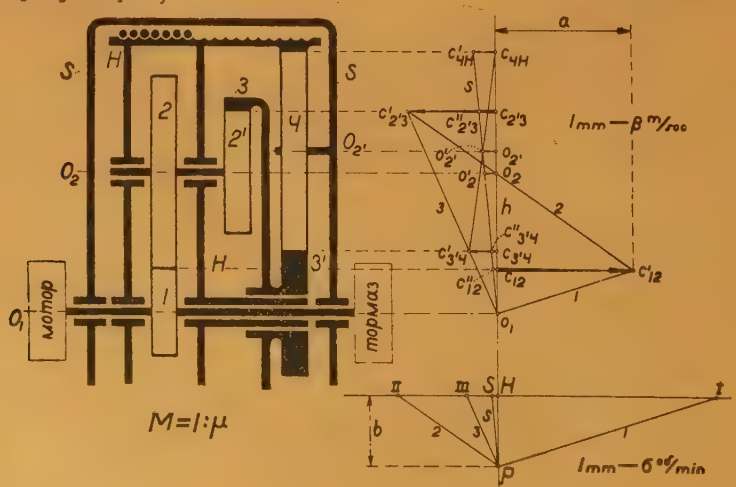
На фиг. 105 дана схема рассматриваемого редуктора и построены планы.

План скоростей удобнее всего строить следующим образом. Дадим пущенному в ход механизму некоторую добавочную угловую скорость, такую по величине и направлению, чтобы в получившемся от этого прибавления сложном движении барабан c (на фиг. 105 обозначен буквой H) стоял неподвижно, а вся кошка вместе со щитками вращалась с этой добавочной угловой скоростью.



Фиг. 104.

Для осуществления такого вращения кошки необходимо, чтобы добавочная скорость равнялась нормальной угловой скорости барабана и была направлена в обратную сторону. При таких условиях барабан рассматриваемого редуктора будет стоять неподвижно, а рама S — вращаться. (Заметим, что в рассматриваемом механизме барабан играет роль шайбы H в планетарных редукторах).



Фиг. 105.

Затем строим обычным путем планы скоростей редуктора с остановленным барабаном и вращающимися щитками. Для этого берем произволь-

ИЗ КНИГ

ную вертикаль Po_2 и проектируем на нее оси и точки касания всех колес, получаем точки o_1, o_2, o'_2 и c_{12}, $c_{2'3}$, $c_{3'4}$, и c_{4H}.

Проводим в точке c_{12} перпендикуляр к вертикали Po_2 и откладываем на нем отрезок $\overline{c_{12}c'_{12}}$, дающий в масштабе β окружную скорость точки C_{12}.

При остановленном барабане скорость оси колеса *2* будет равна нулю, а потому прямая $c'_{12}c'_{2'3}$ пройдет через точку o_2, лежащую на оси Po_2, и выразит собой закон распределения скоростей на колесах *2* и *2'*.

Закон распределения скоростей на колесе *1* выразится прямой $o_1c'_{12}$,

Горизонталь, проведенная через точку $c_{2'3}$ о пересечения с прямой $c'_{2'3}c'_{12}$, даст в масштабе β скорость колеса *3*, а прямая $c'_{2'3}o_1$ — закон распределения скоростей на колесе *3*. Проводя через точку $c_{3'4}$ горизонтальную прямую $c_{3'4}c'_{3'4}$ до пересечения с прямой $o_1c'_{2'3}$, получим скорость колеса *4* в точке $C_{3'4}$. Скорость же колеса *4* в точке C_{4H} будет равна нулю, ибо в этой точке колесо сцепляется с остановленным барабаном.

Итак, скорость колеса *4* в точке C_{4H} равна нулю, а в точке $C_{3'4}$ изображается отрезком $\overline{c_{3'4}c'_{3'4}}$, но так как окружные скорости убывают линейно по направлению к неподвижной точке, то прямая $c'_{3'4}c_{4H}$ выразит собою закон распределения скоростей в сложном движении на колесе *4*.

Спроектировав на вертикаль ось $O_{2'}$, получим, что вектор $o_2o'_{2'}$ дает в масштабе β линейную скорость точки $O_{2'}$ рамы. Рама S в сложном движении вращается около вала O_1, точка ее $O_{2'}$ будет иметь такую же скорость, как и ось колеса *4*, т. е. на плане скоростей она будет изображаться отрезком $\overline{o_2o'_{2'}}$.

Соединяя точку $o'_{2'}$ с точкой o_1 прямой $o_1o'_{2'}$, получаем закон распределения скоростей на раме редуктора S при остановленном барабане.

Очевидно, что наклон прямой $o_1o'_{2'}$ пропорционален той добавочной угловой скорости, которую мы сообщили всему механизму, чтобы остановить вращение барабана.

Если теперь считать, что барабан вращается, а рама S неподвижна, то надо принять, что скорости отсчитываются не от основной оси Po_2, а от прямой $o_1o'_{2'}$.

Тогда окружная скорость колеса *1* в действительном движении будет

$$v_1 = \beta \cdot \overline{c''_{12}c'_{12}},$$

а линейная скорость барабана на начальной окружности венца с внутренним зацеплением

$$v_н = \beta \cdot \overline{c_{4H}c'_{4H}},$$

вектор же $o_2o'_{2'}$ изображает скорость на барабане на расстоянии $\mu \cdot o_1o_2$ от его оси и практического значения не имеет.

Итак, прямая $o_1o'_{2'}$ изображает покой, а ось o_1c_{4H} дает закон распределения скоростей на барабане.

По плану скоростей построим теперь план чисел оборотов.

Проводим через произвольно выбранную на вертикали точку P лучи PI, PII, $PIII$ и PS, параллельные прямым $o_1c'_{12}$, $c'_{12}c'_{2'3}$, $o_1c'_{2'3}$, и $o_1c'_{1H}$, получаем на горизонтали $I—II$ точки I, II, III и S.

Числа оборотов в действительном движении надлежит отсчитывать от точки S. Число оборотов мотора будет

$$n_м = \sigma \cdot \overline{SI},$$

а число оборотов барабана

$$n_б = \sigma \cdot \overline{SH}.$$

Полное передаточное число редуктора будет равно отношению отрезков $\overline{SI}$ и $\overline{SH}$, т. е.

$$i_{1-H} = + \frac{\overline{SI}}{\overline{SH}}.$$

Так находится передаточное число редуктора выполненного.

При построении редуктора вновь его передаточное число бывает задано, неизвестными же являются размеры колес, которые и надлежит установить.

Выполняется это следующим образом.

Рассматриваем редуктор в сложном движении, когда барабан стоит, а рама S вращается.

Добавочную угловую скорость нетрудно подсчитать, если, как это обычно бывает, дается скорость подъема груза и размер каната, а следовательно, и диаметр барабана [1]).

По заданной скорости подъема груза подсчитываем скорость барабана, она может и равняться скорости подъема груза и быть больше ее — все зависит от способа подвеса груза.

Если груз висит на конце каната, то окружная скорость барабана равна скорости подъема груза, если же груз висит на двух пересечениях каната, при чем один конец каната закреплен неподвижно, а другой наматывается на барабан, то скорость барабана будет вдвое больше скорости подъема груза и т. д. [2]).

Если скорость барабана равна $v_б$, то число его оборотов будет

$$n_б = \frac{v_б \cdot 60}{\pi D_б},$$

или, пользуясь планом чисел оборотов,

$$n_б = \sigma \cdot \overline{HS},$$

откуда

$$\overline{HS} = \frac{1}{\sigma} \cdot \frac{v_б \cdot 60}{\pi D_б}.$$

---

[1]) При машинной передаче диаметр барабана берут

$$D_б = 400 \div 800\,\delta,$$

где δ — диаметр отдельных проволок, составляющих канат.

[2]) См. любое сочинение по грузоподъемным механизмам.

Такое число оборотов необходимо сообщить всему механизму и, конечно, в обратную сторону по отношению к вращению барабана, чтобы получить необходимое сложное движение. В этом сложном движении передаточное число от мотора к вращающейся раме S будет выражаться

$$i_{1-S} = -\frac{\overline{HI}}{\overline{HS}}.$$

Передаточное число первого элементарного редуктора (не планетарного), состоящего из колес *1*, *2*, *2′* и *3* будет

$$i_{1-3} = -\frac{\overline{HI}}{\overline{HIII}},$$

а второго (планетарного), состоящего из колес *3′*, *4* и H и рамы S

$$i_{3'-S} = +\frac{\overline{HIII}}{\overline{HS}}.$$

Передаточное число первого редуктора в свою очередь распадается на два: на передаточное число между колесами *1* и *2*

$$i_{1-2} = -\frac{\overline{HI}}{\overline{HII}}$$

и на передаточное число между колесами *2′* и *3*

$$i_{2-3} = +\frac{\overline{HII}}{\overline{HIII}}.$$

Таким образом, общее передаточное число i_{1-S} является произведением трех множителей: i_{1-2}, i_{2-3} и $i_{3'-S}$, так что

$$i_{1-S} = i_{1-2} \cdot i_{2-3} \cdot i_{3'-S}.$$

По числу оборотов мотора и барабана передаточное число i_{1-S} легко определяется

$$i_{1-S} = \frac{n_м - n_б}{n_б}$$

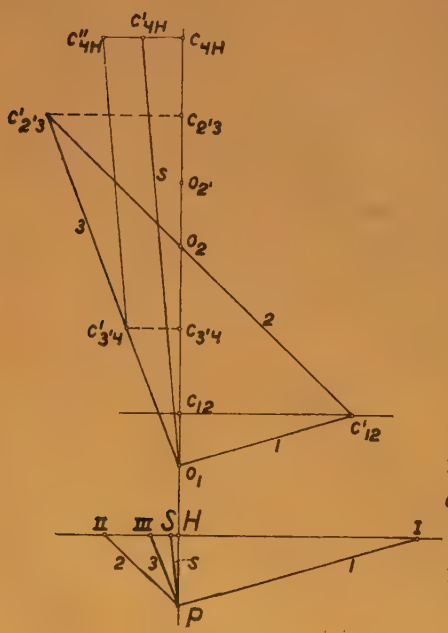
(в этом уравнении в числителе стоит выражение $n_м - n_б$ потому, что мы рассматриваем сложное движение, остановив вращение барабана прибавлением всему механизму соответствующего числа оборотов в обратную сторону).

В выражение передаточного числа i_{1-S} входят три неизвестных величины i_{1-2}, i_{2-3} и $i_{3'-S}$, двумя из них приходится задаваться. Выбирать элементарные передаточные числа следует так, чтобы получившиеся, по построенному по ним плану скоростей, колеса удобно размещались внутри барабана и не превосходили предельных значений, указанных в соответствующих местах этой части книги (см. стр. 114) при разборе аналогичных элементарных редукторов.

Построение плана скоростей по заданным i_{1-S} и числу оборотов мотора $n_м$ и по двум выбранным передаточным числам (из трех i_{1-2}, i_{2-3} и $i_{3'-S}$) производится следующим образом.

На плане чисел оборотов (фиг. 106) откладываем отрезки $\overline{HI}$, $\overline{HS}$ $\overline{HII}$, и $\overline{HIII}$, выражающие собою в масштабе σ числа оборотов отдельных элементов редуктора при остановленном барабане. Соединяем точки *I*, *S*, *II* и *III* с точкой *P*, получаем направления лучей *1*, *S*, *2* и *3*.

На плане скоростей намечаем точки o_1 и c_{12} так, чтобы отрезок $\overline{o_1c_{12}}$ равнялся $R_1 : \mu$ (R_1 — радиус колеса *1*, его величина определяется из расчета зубьев на износ). Из точки c_{12} восставляем к вертикали Po_2 перпендикуляр, а из точки o_1 проводим прямую $o_1c'_{12}$, параллельную лучу *1* на плане чисел оборотов. На пересечении этих прямых получаем точку c'_{12}, через которую проводим прямую $c'_{12}c'_{2'3}$, параллельную *PII*. Прямая $c'_{12}c'_{2'3}$ пересечет вертикаль в точке o_2.



Фиг. 106.

Отрезок $\overline{c_{12}o_2}$ выразит в масштабе μ радиус колеса *2*.

Затем проводим через точку o_1 прямую $o_1c'_{2'3}$, параллельную *PIII*, до пересечения в точке $c'_{2'3}$ с прямой $c'_{12}c'_{2'3}$.

Точку $c'_{2'3}$ проектируем на ось Po_2, получаем отрезки

$$\overline{o_2c_{2'3}} = R_{2'} : \mu \quad \text{и} \quad \overline{o_1c_{2'3}} = R_3 : \mu.$$

Наконец, проводим на плане скоростей луч *S*, параллельный лучу *S* на плане чисел оборотов.

Имея все размеры барабана, мы можем по конструктивным соображениям задаться диаметром начальной окружности зубчатого венца *H* и на плане скоростей наметить точку c_{4H}. Восстанавливая из нее перпендикуляр, получим на луче *S* точку c'_{4H}.

Из фиг. 105 видно, что отрезки $\overline{c'_{4H}c_{4H}}$ и $\overline{c'_{3'4}c''_{3'4}}$ равны между собою, ибо они выражают окружные скорости колеса *4*, вращающегося около неподвижной оси $O_{2'}$, проходящей через его центр.

На основании этого, откладываем на продолжении вектора $\overline{c_{4H}c'_{4H}}$ (фиг. 106) равный ему по величине отрезок $\overline{c'_{4H}c''_{4H}}$ и через точку c''_{4H} проводим прямую, параллельную $o_1c'_{4H}$ до пересечения с прямой $o_1c'_{2'3}$ в точке $c'_{3'4}$, которую и проектируем на вертикаль Po_2. Расстояние $c_{4H}c_{3'4}$ делим пополам, получаем точку $o_{2'}$ — проекцию оси $O_{2'}$ колеса *4*. Тогда отрезок

$$\overline{o_{2'}c_{4H}} = R_4 : \mu,$$

а отрезок

$$\overline{o_1 c_{3'4}} = R_{3'} : \mu.$$

Все основные размеры колес редуктора определены, а потому кинематический расчет можно считать законченным.

Установив геометрические размеры колес редуктора, переходят к их расчету на износ (на прочность).

Расчет на износ ведется так же, как и в ранее разобранных нами редукторах.

Так, модуль колеса *1* определяют по одной из формул (8) или (9). Так как одновременно с колесом *1* работают три колеса *2*, то в расчетные формулы (8) — (9) вводят не полную передаваемую мощность в ЛС или вращающий момент, а лишь одну их треть. Колесо *2*, конечно, будет иметь модуль и длину зуба такими же, как и у колеса *1*. Число зубьев колеса *2* находится по формуле $z_2 = \frac{D_2}{m_1}$.

Относительно расчета других колес необходимо заметить, что часть мощности уже передана на барабан посредством давления на подшипники вала O_2, укрепленные в диске барабана. Так что колеса *2'*, *3*, *3'* и *4* передают уже не полную мощность, а лишь часть ее.

Во всех ранее разобранных редукторах, где полная мощность протекала по всем колесам передачи, для всех точек механизма имеет место равенство

$$P \cdot v = N \cdot 75,$$

где v — скорость точки, определяемая планом скоростей, а P — усилие в этой точке.

Так как мощность не меняет своего значения (если не принимать во внимание коэффициент полезного действия), то можно написать, что

$$Pv = \text{const}.$$

Если вал O_1 принимает мощность $N_{ЛС}$, то окружное усилие колеса *1* будет (фиг. 105)

$$P_1 = \frac{75N}{v_1} = \frac{75N}{\beta \cdot \overline{c''_{12} c'_{12}}} = \frac{75N}{\beta} \frac{1}{\overline{c''_{12} c'_{12}}}.$$

Величина $\frac{75N}{\beta}$ постоянная для всех точек передачи, мы обозначим ее через ξ, тогда

$$P_1 = \xi \frac{1}{\overline{c''_{12} c'_{12}}}.$$

Усилие на колесе *3* будет

$$P_3 = \xi \frac{1}{\overline{c''_{2'3} c'_{2'3}}} \text{ и т. д.}$$

Следовательно, по плану скоростей можно определить окружное усилие в любом месте.

В рассматриваемом редукторе барабан представляет собою жесткое тело, вращающееся с некоторой угловой скоростью и имеющее закон распределения линейных скоростей по прямой $o_1c'_{4H}$. Вследствие этого давление вала O_2 на спицы (диск) барабана будет равно

$$P_{O2} = \xi \frac{1}{o_2o'_2},$$

а окружное усилие на зубчатом венце барабана

$$P_H = \xi \frac{1}{\overline{c'_{4H}c_{4H}}}.$$

Эти два усилия заставляют вращаться барабан и преодолевать сопротивление наматывающегося каната. Если натяжение каната обозначим через Q, а радиус барабана через r_b, то для равновесия барабана необходимо, чтобы

$$P_{O2} \cdot \overline{o_1o_2} + P_H \cdot \overline{o_1c_{4H}} = Q \cdot r_b$$

или

$$\xi \frac{\overline{o_1o_2}}{o_2o'_2} + \xi \frac{\overline{o_1c_{4H}}}{\overline{c'_{4H}c_{4H}}} = Q \cdot r_b = \xi \left(\frac{\overline{o_1o_2}}{o_2o'_2} + \frac{\overline{o_1c_{4H}}}{\overline{c'_{4H}c_{4H}}} \right).$$

Из подобия треугольников $o_1c'_{4H}c_{4H}$ и $o_1o'_2o_2$ имеем, что

$$\frac{\overline{o_1o_2}}{o_2o'_2} = \frac{\overline{o_1c_{4H}}}{\overline{c_{4H}c'_{4H}}}.$$

На основании этого предыдущее равенство перепишется так

$$Qr_b = \xi \cdot 2 \frac{\overline{o_1o_2}}{o_2o'_2} = 2P_{O2} \cdot \overline{o_1o_2}.$$

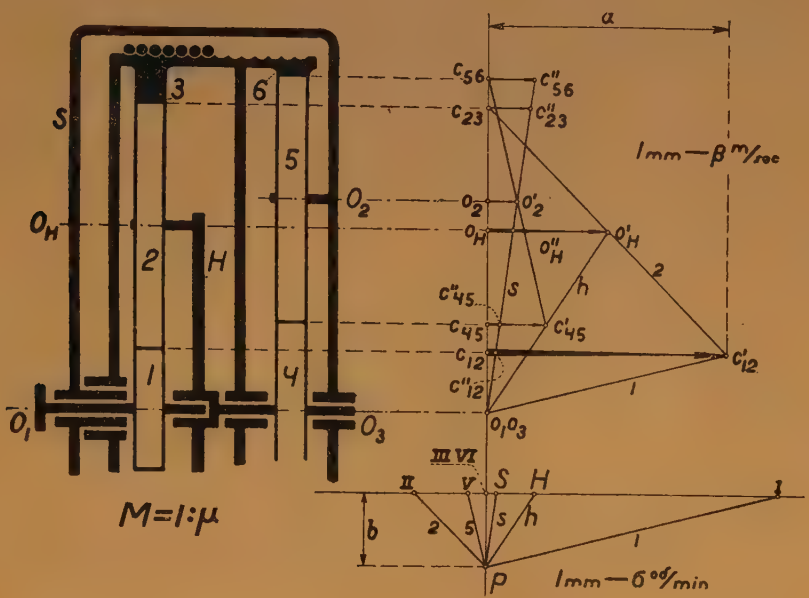
Умножая обе части последнего равенства на величину угловой скорости барабана, можно заключить, что половина мощности передается барабану через диск (спицы) давлением вала O_2, а половина через зубчатый венец H.

Поэтому, каждое из колес $2'$ должно рассчитываться на мощность $\frac{N}{6}$ ЛС (3 колеса и половинная мощность), на эту же самую мощность должны рассчитываться и остальные колеса 3, $3'$, 4 и H (зубчатый венец на барабане).

Колеса 1, 3, $3'$ и H должны иметь числа зубьев кратные трем для того, чтобы колеса 2, $2'$ и 4 разместились равномерно относительно вала O_1 и тем самым погасили бы давление на этот вал.

На фиг. 107 дана схема редуктора завода Demag и построены его планы скоростей и чисел оборотов. Как видно из чертежа, этот редуктор похож на редуктор завода Albatros и служит для тех же целей, а именно: для приведения во вращение барабана подъемного ворота. Исследование его ведется в том же порядке. План скоростей строится в предположении, что барабан остановлен, а рама S вращается, вследствие чего направление

прямой $o_1 s$ плана скоростей дает закон распределения скоростей на раме S. Из плана чисел оборотов усматриваем, что $\sigma SIII$ есть добавочное число оборотов, которое нужно приложить ко всему механизму, чтобы остановить барабан.



Фиг. 107.

Редуктор имеет две ступени. В сложном движении первая ступень состоит из колес *1*, *2*, *3* и шайбы H, передаточное число этой ступени

$$i_{1-H} = +\frac{\overline{III\,I}}{\overline{III\,H}}.$$

Вторая ступень состоит из колес *4*, *5*, *6* и рамы S, ее передаточное число

$$i_{H-S} = +\frac{\overline{III\,H}}{\overline{III\,S}}.$$

Обе ступени планетарны и весь редуктор в этом сложном движении имеет положительное передаточное число, т. е. рама вращается в ту же сторону, в какую вращается и вал мотора.

В действительном движении редуктора рама S неподвижна. Скорости на плане скоростей следует отсчитывать от прямой $o_1 c''_{56}$, а числа оборотов — на плане чисел оборотов — от точки S.

Передаточное число первой ступени в действительном движении редуктора будет

$$i_{1-H} = +\frac{\overline{SI}}{\overline{SH}}.$$

Эта ступень остается планетарной.

Передаточное число второй ступени

$$i_{H-6} = -\frac{\overline{SH}}{\overline{SVI}},$$

эта ступень перестает быть планетарной.

Общее передаточное число

$$i_{1-6} = -\frac{\overline{SI}}{\overline{SVI}}.$$

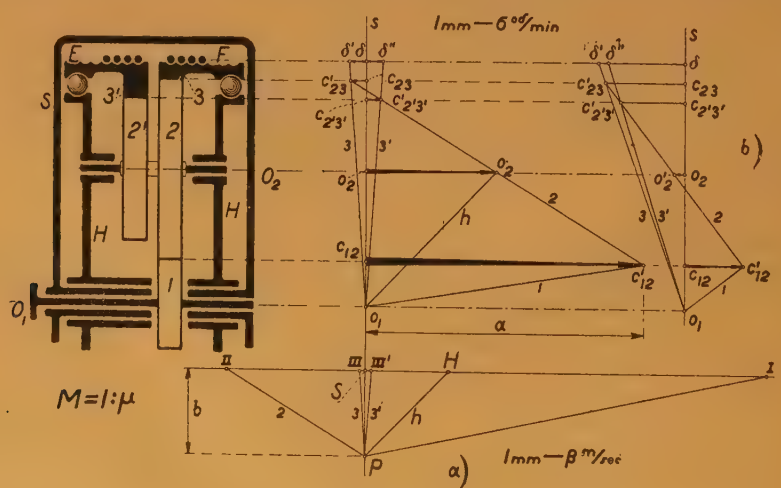
Знак минус указывает на то, что вал мотора и барабан вращаются в разные стороны.

Так определяется передаточное число редуктора выполненного.

Что касается расчета редуктора вновь строящегося, то его проводят точно так же, как и для редуктора завода Albatros, только здесь общее передаточное число приходится разбивать не на 3, а на 2 множителя, i_{1-H} и i_{H-6}, чем достигается некоторое упрощение.

Колеса *1*, *3*, *4* и *6* должны иметь, для возможности размещения промежуточных колес *2* и *5*, числа зубьев, кратные трем.

На фиг. 108 даны схема и планы редуктора завода Bleichert, строящего их для тех же целей, каким служат два предыдущие редуктора.



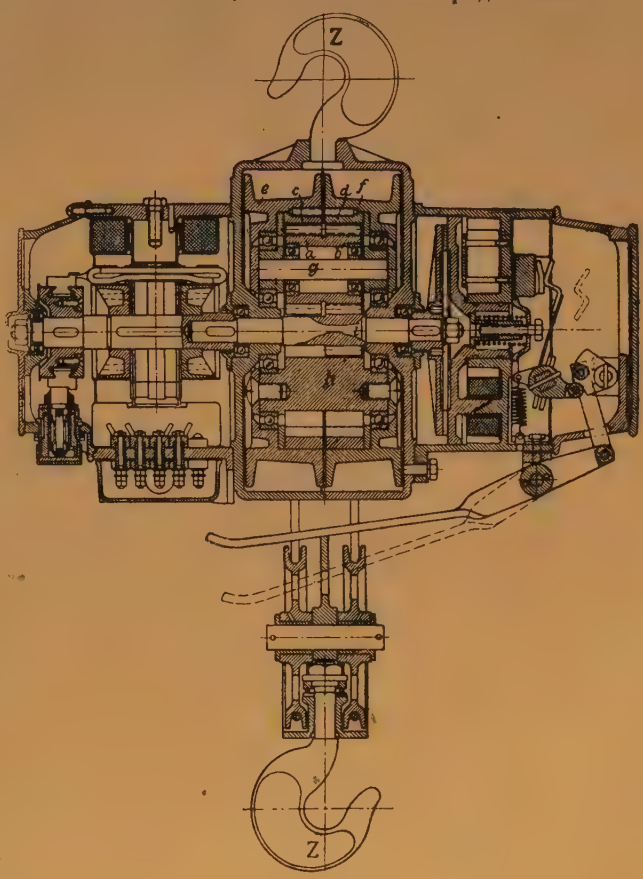
Фиг. 108.

На фиг. 109 дано конструктивное выполнение всей электрической кошки. Здесь *a* и *b* — соединенные в одно целое зубчатые колеса с различными числами зубьев, таких колес три пары; *c* и *d* — зубчатые венцы с внутренним зацеплением, укрепленные в канатных барабанах; *e* и *f* — барабаны, вращающиеся в разные стороны и опирающиеся на шайбу *h*; *h* — свободно вращающаяся кольцеобразная шайба; *g* — оси трех пар колес *a* и *b*; *i* — шестеренка, приводящая в движение механизм и присоединенная к валу мотора.

Особенностью конструкции кошки завода Bleichert является то обстоятельство, что при вполне определенной угловой скорости ведущего вала O_1 угловые скорости барабанов E и F — неопределенны (фиг. 108).

Для того, чтобы внести определенность в работу механизма, нужно, кроме вращения с данным числом оборотов вала O_1, дать еще какое-нибудь число оборотов или одному из барабанов, или шайбе H. Это добавочное число оборотов может быть любым, но вполне определенным по величине и направлению.

В самом деле (фиг. 108b), если колесо *1* имеет окружную скорость, равную $\beta \cdot c_{12}c'_{12}$, и если дать промежуточной оси O_2, укрепленной в шайбе H, скорость — $\beta \cdot \overline{o_2o_2'}$, то по плану скоростей можно всегда определить окружные скорости $\beta \cdot \overline{\delta\delta'}$ и $\beta \cdot \overline{\delta\delta''}$ барабанов. Меняя по величине и направлению скорость оси O_2, мы тем самым будем менять и окружные скорости барабанов E и F.



Фиг. 109.

Такие механизмы, как мы видели раньше, относятся к разряду дифференциалов.

Практически к устранению неопределенности подходят несколько иначе, заставляя барабаны вращаться с одинаковыми по величине и противоположными по знакам скоростями. Это достигается тем, что на барабаны навивают канаты, наматывая их в разные стороны, и свободные концы которых привязывают к висящему грузу (фиг. 110).

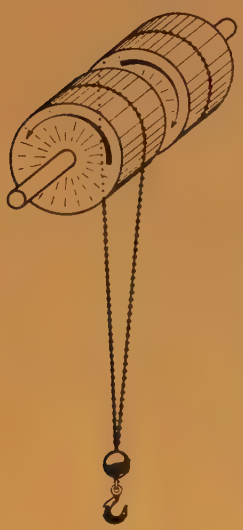
Имея в виду такое принужденное движение барабанов, приступаем к построению планов скоростей и чисел оборотов (фиг. 108a).

При проектировании кошки предварительно определяют диаметры барабанов и их скорости, в данном случае равные скорости подъема груза. По этим скоростям и по выбранному масштабу β получаем отрезки $\overline{\delta'\delta}$ и $\overline{\delta''\delta}$, которые и откладываем в противоположные стороны от оси Po_2.

Затем проводим лучи *3* и *3'*, тогда отрезки $\overline{c_{23}c'_{23}}$ и $\overline{c_{2'3'}c'_{2'3'}}$ дадут в масштабе β окружные скорости колес *3* и *3'*, а также и колес *2* и *2'*.

Соединив прямой точки c'_{23} и $c'_{2'3'}$, получим луч *2*, который в пересечении с направлением оси O_2 даст точку o'_2, а отрезок $\overline{o_2o'_2}$ — в масштабе β — даст окружную скорость шайбы H в центре оси O_2. Соединяя точку o'_2 с точкой o_1, получим луч h, дающий закон распределения скоростей на шайбе H. Луч *2* пересекает перпендикуляр $c_{12}c'_{12}$ к вертикали Po_2 в точке c'_{12}. Отрезок $\overline{c_{12}c'_{12}}$ дает в масштабе β окружную скорость колеса *1*.

Имея план скоростей, строим обычным порядком план чисел оборотов.



Фиг. 110.

Передаточных чисел у редуктора два: одно к барабану E, а другое к барабану F:

$$i_E = -\frac{\overline{SI}}{\overline{SIII}} \quad \text{и} \quad i_F = +\frac{SI}{SIII'}.$$

Что касается расчета на прочность этого редуктора, то он ничем не отличается от расчетов предыдущих редукторов, а потому мы его и опускаем.

Heinold советует данный редуктор исследовать следующим образом. Допустим, что данный редуктор снабжен колесами, у которых числа зубьев будут: $z_1 = 9$, $z_2 = 21$, $z_{2'} = 18$, $z_3 = 51$ и $z_{3'} = 48$.

Сначала полагают, что ось O_2 колес *2* и *2'* вместе с шайбой H стоят неподвижно и рассматривают весь механизм как обычную зубчатую передачу. Далее допускают, что барабан F сделал один оборот и вычисляют числа оборотов за это время остальных колес. Результаты этих вычислений приведены в столбцах I и II табл. 21, причем знак плюс (+) показывает направление вправо, а знак минус (—) — влево.

ТАБЛИЦА 21.

№№ вычислений	Колеса				
	3'	3	2,2'	1	H
I	$\frac{51.18}{21.48}$	$\frac{1}{1}$	$\frac{51}{21}$	$-\frac{51}{9}$	0
II	0,910	1,000	2,430	— 5,660	0
III	— 0,955	— 0,955	— 0,955	— 0,955	— 0,955
IV	— 0,045	+ 0,045	+ 1,475	— 6,615	— 0,955
V	— 9,9	+ 9,9	+ 324	— 1450	— 210

Из столбца II видно, что оба барабана вращаются в одну сторону (вправо) с числами оборотов 0,91 и 1,00.

Теперь дадим всему механизму вместе с шайбой H вращение в обратную сторону с числом оборотов, равным среднему арифметическому из чисел оборотов барабанов $-\frac{1+0{,}91}{2}=0{,}955$ (III столбец). Сложение величин столбцов II и III дает числа оборотов колес при вращении барабанов в разные стороны (знак — у барабана E и знак + у барабана F), но с одинаковой скоростью.

Чтобы получить действительные числа оборотов колес и барабанов, нужно значения столбца IV умножить на отношение чисел оборотов n мотора к числу оборотов колеса *1*, взятому из столбца IV.

При составлении столбца V, это отношение взято равным ~ 220.

7. Примеры расчетов.

1. Рассчитать редуктор по схеме фиг. 89 по заданному передаточному числу $i=6$, мощности мотора $N=12$ ЛС и числу его оборотов $n_1=1000$. Определяем сначала размеры ведущего колеса *1*.

Берем $z_1=15$ (кратное трем) и $\psi=\frac{b}{t}=3$.

Материалом для колес выбираем кованую сталь.

Задаваясь коэффициентом износа $c=50$ кг/см^2, находим по формуле (9) величину шага зацепления

$$t_1=10\sqrt[3]{\frac{450}{c\psi z_1}\cdot\frac{N:3}{n_1}}=10\sqrt[3]{\frac{450}{50\cdot 3\cdot 15}\cdot\frac{12:3}{1000}}=0{,}926 \text{ см}^{1}).$$

Модуль колеса будет равен

$$m_1=\frac{t_1}{\pi}=\frac{9{,}26}{\pi}\sim 3 \text{ мм}.$$

Зная величину модуля m_1 и число зубьев колеса *1*, легко найти и величину его начального диаметра

$$D_1=m_1\cdot z_1=3\cdot 15=45 \text{ мм}.$$

Колеса *2* и *3* будут иметь тот же модуль m_1.

Построив планы скоростей, найдем по ним диаметры D_2 и D_3 этих колес [2]).

Диаметры D_2 и D_3 могут быть определены и помимо планов скоростей.

Действительно, по заданному передаточному числу $i=6$ и по диаметру D_1 колеса *1*, находим начальный диаметр D_3 колеса *3*.

$$D_3=i\cdot D_1=6\cdot 45=270 \text{ мм}.$$

---

[1]) Так как с колесом *1* работают одновременно три колеса *2*, то в расчетную формулу (9) следует вводить лишь одну треть передаваемой мощности.

[2]) План скоростей строится так же, как и на фиг. 89. Само построение, в виду его чрезвычайной простоты, мы не производим.

Диаметр колеса *2*, как это видно из фиг. 89, равен

$$D_2 = \frac{D_3}{2} - \frac{D_1}{2} = \frac{270}{2} - \frac{45}{2} = 112{,}5 \text{ мм}.$$

Число зубьев колес *2* и *3* находим по формуле $z = \frac{D}{m}$, тогда

$$z_3 = \frac{D_3}{m_1} = \frac{270}{3} = 90 \text{ и } z_2 = \frac{D_2}{m_1} = \frac{112{,}5}{3} = 37{,}5.$$

Так как дробное число зубьев быть не может, то округляем z_2 до 38, тогда

$D_2 = m_1 z_2 = 3 \cdot 38 = 114$ мм, $D_3 = D_1 + 2D_2 = 45 + 2 \cdot 114 = 273$ мм

и

$$z_3 = \frac{273}{3} = 91.$$

Последнее число опять не годится, так как оно не делится на 3.

Попробуем округлить $z_2 = 37{,}5$ в меньшую сторону. Берем $z_2 = 37$, тогда

$$D_2 = 3 \cdot 37 = 111 \text{ мм}, \quad D_3 = 45 + 222 = 267 \text{ мм и } z_3 = \frac{267}{3} = 89.$$

Так как 89 на 3 тоже не делится, то мы убеждаемся, что проектируемый редуктор при $z_1 = 15$, $m = 3$ и $\psi = 3$ построить нельзя.

Задаемся другим числом зубьев и делаем перерасчет.

Пусть $z_1 = 18$ и $\psi = 3{,}25$.

По формуле (9) находим величину шага зацепления

$$t_1 = \sqrt[3]{\frac{450}{50 \cdot 3{,}25 \cdot 18} \frac{12 : 3}{1000}} = 0{,}85 \text{ см},$$

а по нему

$$m_1 = \frac{8{,}5}{\pi} = 2{,}75 \text{ мм и } c_\partial = 36{,}4 \text{ кг/см}^2,$$

$$D_1 = m_1 \cdot z_1 = 2{,}75 \cdot 18 = 49{,}5 \text{ мм}$$

и

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0{,}0495 \cdot 1000}{60} = 2{,}59 \text{ м/сек}.$$

При скорости $v_1 = 2{,}59$ м/сек,

$$c_{\text{табличное}} = 51{,}35 \text{ кг/см}^2.$$

c_∂ на много меньше c_m ($c_\partial < c_m$).

Дальнейшая попытка уменьшить модуль m ни к чему не приведет, так как тогда c_∂ будет значительно больше c_m ($c_\partial > c_m$).

Поэтому останавливаемся на $m_1 = 2{,}75$ мм и $z_1 = 18$.

Размеры остальных колес *2* и *3* могут быть найдены либо по плану скоростей (для чего надлежит вновь построить план скоростей), либо вычислением.

Путем вычислений имеем

$$D_3 = i \cdot D_1 = 6 \cdot 49{,}5 = 297 \text{ мм},$$

$$D_2 = \frac{D_3}{2} - \frac{D_1}{2} = 148{,}5 - 24{,}75 = 123{,}75 \text{ мм},$$

$$z_3 = \frac{D_3}{m_1} = \frac{297}{2{,}75} = 108 \text{ (кратное трем)}, \quad z_2 = \frac{D_2}{m_1} = \frac{123{,}75}{2{,}75} = 45$$

и

$$b = \psi m_1 = 3{,}25 \cdot 2{,}75 = 28 \text{ мм}.$$

На этих размерах колес можно остановиться.

Так как колесо *1* сделано заодно с валом, то диаметр этого вала может быть только на 2—3 мм меньше внутреннего диаметра колеса, равного

$$D_{1вн} = D_1 - 2{,}4m_1 = 49{,}5 - 2{,}4 \cdot 2{,}75 = 42{,}9 \text{ мм}.$$

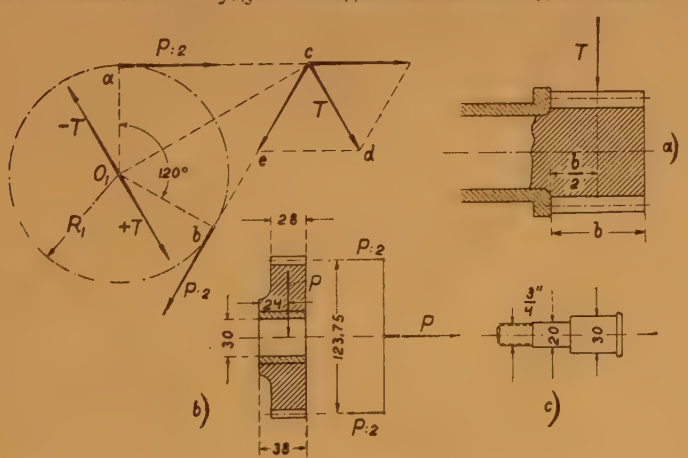
Принимаем диаметр вала O_1 колеса *1* равным 40 мм

$$d_1 = 40 \text{ мм}.$$

Крутящий момент на валу O_1 будет

$$M_{кр} = 71620 \frac{N}{n_1} = 71620 \frac{12}{1000} \simeq 860 \text{ кг см}.$$

В только что построенном и собранном редукторе может легко случиться, что, до окончательной приработки трущихся поверхностей, в зацеплении с колесом *1* будут находиться только два колеса *2*.



Фиг. 111.

Это обстоятельство поведет к тому, что колесо *1* будет воспринимать два окружных усилия, направленных друг к другу под углом в 120° (фиг. 111).

Если полное окружное усилие колеса *1* будет P, то при его сцеплении с двумя колесами *2*, на каждое из этих колес придется по

$$\frac{P}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{кр}}{R_1} = \frac{860}{4{,}95} = 174 \text{ кг.}$$

Переносим эти силы (фиг. 111) в точку c пересечения их направлений и, сложив их, получаем равнодействующую T.

Из фиг. 111 не трудно видеть, что равнодействующая $T = \frac{P}{2}$ и точка c отстоит от O_1 на расстоянии, равном $2R_1$ (треугольник cde — равносторонний и угол $acO_1 = 30°$). Приложив в точке O_1 две силы $+T$ и $-T$, равные и параллельные силе T, увидим, что силы T и $-T$ дадут крутящий момент для вала O_1, равный $M_{кр} = T \cdot 2R_1 = \frac{P}{2} \cdot 2\,R_1 = P \cdot R_1 =$ $= 860$ кг см; а сила $+T$ вызовет изгибающий момент

$$M_{из} = +T \cdot \frac{b}{2} = 174\,\frac{2{,}8}{2} = 244 \text{ кг см (фиг. 111a).}$$

Складываем моменты крутящий и изгибающий. По третьей теории прочности имеем

$$M = \sqrt{M_{кр}^2 + M_{из}^2} = \sqrt{860^2 + 244^2} = 892 \text{ кг см.}$$

Напряжение вала O_1 будет

$$k_{из} = \frac{M}{0{,}1 d_1^3} = \frac{892}{0{,}1 \cdot 4^3} = 69{,}8 \text{ кг/см}^2.$$

Длину подшипника для вала O_1 берем

$$l_{O1} = 3d_1 = 3 \cdot 40 = 120 \text{ мм.}$$

Втулочку колеса *2* выполняем миллиметров на 10 шире самого колеса (фиг. 111b). Диаметр d_2 оси O_2 определяем из условия ее прочности и нагревания.

Предполагая, что в работе находятся только два колеса 2_1, заключаем, что на ось O_2 действует сила $2\,\frac{P}{2} = P = 2 \cdot 174 = 348$ кг.

По фиг. (111b) плечо этой силы равно 2,4 см. Тогда $M_{из}$ для оси O_2 будет

$$M_{из} = P \cdot 2{,}4 = 348 \cdot 2{,}4 = 836 \text{ кг см.}$$

Задаваясь напряжением $k_{из}$ для стали $= 500$ кг/см^2, найдем величину диаметра оси O_2

$$M = 0{,}1 d_2^3 \cdot 500 \quad \text{или} \quad 836 = 0{,}1 d_2^3 \cdot 500,$$

откуда

$$d_2 = 2{,}56 \text{ см.}$$

Берем d_2 равным 30 мм.

Удельное давление на ось O_2

$$k = \frac{P}{l_2 d_2} = \frac{348}{3{,}8 \cdot 3} = 30{,}5 \text{ кг/см}^2.$$

Поверяем полученные размеры на нагревание.

Число оборотов колеса *2*

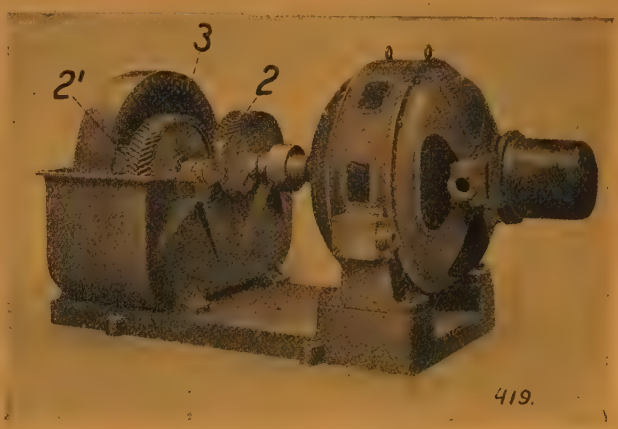
$$n_2 = n_м \frac{z_1}{z_2} = 1000 \frac{18}{45} = 400.$$

$$kv = \frac{P n_2}{1900 \cdot l_2} = \frac{348 \cdot 400}{1900 \cdot 3{,}8} = 3{,}67,$$

что вполне допустимо.

Вал O_3 рассчитывается точно так же как и вал O_1.

Из приведенного расчета видно, что, при определении размеров валов и осей особых затруднений не встречается, а потому в дальнейших примерах мы будем определять лишь размеры колес, опуская расчеты валов и осей.



Фиг. 112.

2. Определить размеры редуктора завода The Reid Gear Co на 70 ЛС. Мотор делает 420 оборотов в минуту, а ведомый вал 30 (фиг. 112). Редуктор работает по схеме фиг. 90. Рассчитываем сначала колесо *1*.

Задаемся $z_1 = 24$, $\psi = 4$ и $c = 50$ кг/см² (для кованой стали), тогда

$$t_1 = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{c\psi z_1} \frac{N:2}{n_1}}.$$

В формулу для определения величины шага зацепления t вводим не полную мощность N, а лишь половину ее $\frac{N}{2}$ ЛС, так как здесь, в рассматриваемом редукторе, в зацеплении с ведущим колесом *1* находятся два промежуточных колеса *2*, на каждое из которых и передается по $\frac{N}{2}$ ЛС.

$$t_1 = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{50 \cdot 4 \cdot 24} \frac{70:2}{420}} = 1{,}98 \text{ см}.$$

Модуль зацепления будет $m_1 = \frac{t}{\pi} = \frac{1{,}98}{\pi} = 6{,}3$ мм.

Берем $m_1 = 6{,}5$ мм.

При этом модуле действительное значение коэффициента износа c будет

$$c_\partial = 10^3 \frac{450}{(\pi m)^3} \frac{70:2}{4 \cdot 24} \frac{}{420} \simeq 46 \text{ кг/см}^2.$$

Начальный диаметр колеса *1* будет

$$D_1 = mz_1 = 6{,}5 \cdot 24 = 156 \text{ мм},$$

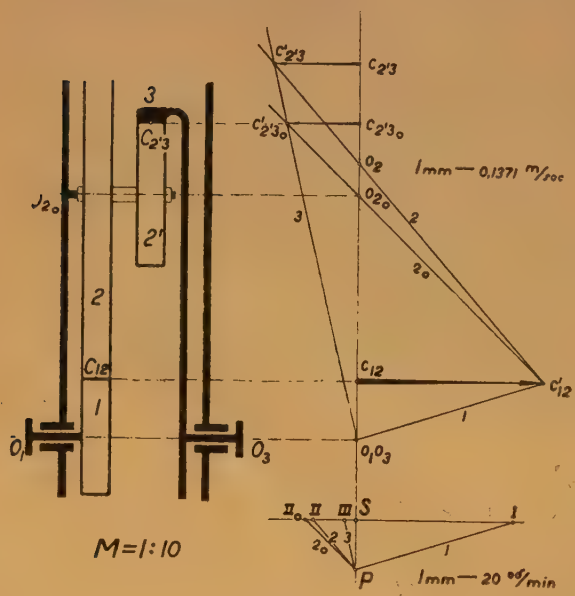
а окружная скорость

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0{,}156 \cdot 420}{60} = 3{,}43 \text{ м/сек}.$$

Для кованой стали при $v_1 = 3{,}43$ м/сек

$$c_m = 47{,}6 \text{ кг/см}^2 \text{ (см. табл. 4)}.$$

Так как c_∂ весьма мало отличается от c_m, то расчет колеса *1* на износ можно считать законченным.



Фиг. 113.

Далее строим планы скоростей и чисел оборотов (фиг. 113).

Проводим вертикальную ось Po_2 и откладываем на ней в масштабе $\frac{1}{\mu} = \frac{1}{10}$ величину радиуса R_1 колеса *1*.

Получаем отрезок $\overline{o_1 c_{12}}$. Из точки c_{12} проводим вектор $\overline{c_{12} c'_{12}}$, изображающий в масштабе β окружную скорость колеса *1*.

Длину вектора $c_{12}c'_{12}$ возьмем равной, положим, 25 мм, тогда масштаб плана скоростей будет

$$\beta = \frac{\pi R_1 n_1}{30 \cdot 25} = \frac{\pi \cdot 0{,}078 \cdot 420}{30 \cdot 25} = 0{,}1371 \text{ м/сек мм}.$$

Точки o_1 и c'_{12} соединяем прямой $o_1 c'_{12}$, дающей закон распределения скоростей на колесе *1*.

Затем проводим произвольную горизонтальную прямую SI и строим план чисел оборотов. Выбираем масштаб σ чисел оборотов.

Пусть $\sigma = 20$ об/мин мм.

От точки S откладываем вправо отрезок $\overline{SI} = \frac{n_1}{\sigma} = \frac{420}{20} = 21$ мм и из конца его проводим луч *1*, параллельный прямой $o_1 c'_{12}$, получаем точку P.

Передаточное число редуктора $i_{1-3} = \frac{420}{30} = 14$.

Делим отрезок $\overline{SI}$ на 14 равных частей, и одну четырнадцатую часть откладываем влево от точки S, получаем точку III (отрезок $\overline{SIII} = \frac{\overline{SI}}{14} = \frac{21}{14} = 1{,}5$ мм, $i_{1-3} = \frac{\overline{SI}}{\overline{SIII}} = \frac{21}{1{,}5} = 14$). Отрезок $\overline{SIII}$ дает в масштабе σ число оборотов колеса *3*. Проводим на плане скоростей прямую $o_1c'_{2'3}$ параллельную лучу $PIII$, получаем закон распределения скоростей на колесе *3*.

Если далее предположить, что обе ступени редуктора должны иметь одинаковые передаточные числа, то каждое из этих чисел будет равно

$$i_{1-2} = i_{2'-3} = \sqrt{i_{1-3}} = \sqrt{14} \simeq 3{,}74.$$

Зная величину передаточного числа i_{1-2}, нетрудно найти точку II и луч *2* на плане чисел оборотов. Для этого делим отрезок $\overline{SI}$ на 3,74 равных частей и одну такую часть откладываем по горизонтали влево от точки S. Отрезок $\overline{SII}$ и даст в масштабе σ число оборотов колеса *2*. Если теперь провести на плане скоростей через точку c'_{12} прямую $c'_{12}c'_{2'3}$, параллельную лучу *2* плана чисел оборотов, то точка пересечения этой прямой с осью Po_2 даст нам положение оси O_2 промежуточного колеса *2*, а с линией $o_1c'_{2'3}$ — положение точки касания колес *2'* и *3*.

Положениями точек c_{12}, o_2 и $c_{2'3}$ определяются размеры всех колес редуктора. Так,

$$R_2 = \mu \cdot \overline{o_2c_{12}} = 10 \cdot 29{,}2 = 292 \text{ мм},$$

$$R_{2'} = \mu \cdot \overline{o_2c_{2'3}} = 10 \cdot 13{,}5 = 135 \text{ »}$$

и

$$R_3 = \mu \cdot \overline{o_1c_{2'3}} = 10 \cdot 50{,}5 = 505 \text{ мм}.$$

Размерами колес, конечно, обусловливаются и размеры самого редуктора.

Если последние удовлетворительны, то полученные размеры колес можно принять и приступить к определению чисел зубьев на них и модуля для второй ступени. Но если желательно получить редуктор более компактный, то луч *2* на плане скоростей проводят несколько круче к прямой Po_2.

Пусть это будет луч 2_0.

С проведением этого луча колеса получают меньшие размеры, а именно:

$$R_2 = \mu \cdot \overline{o_{2_0}c_{12}} = 10 \cdot 24{,}8 = 248 \text{ мм},$$

$$R_{2'} = \mu \cdot \overline{o_{2_0}c_{2'3_0}} = 10 \cdot 9{,}6 = 96 \text{ »}$$

и

$$R_3 = \mu \cdot \overline{o_1c_{2'3_0}} = 10 \cdot 42{,}2 = 422 \text{ мм}.$$

Передаточные числа при этих размерах колес разобьются между ступенями уже иначе.

Так, для первой ступени

$$i_{1-2} = \frac{\overline{SI}}{\overline{SII_0}} = \frac{21}{6{,}6} = 3{,}18,$$

а для второй

$$i_{2'-3} = \frac{\overline{SII_0}}{\overline{SIII}} = \frac{6{,}6}{1{,}5} = 4{,}4.$$

Ясно, что, чем круче будет проведен на плане скоростей луч 2_0, тем меньше будут размеры колес и тем больше будет передаточное число $i_{2'-3}$ во второй ступени, которое при самом крутом положении луча 2_0 не должно превышать допускаемого.

В нашем случае мы имеем $i_{2'-3} = 4{,}4$, близкое к предельному, а так как колеса второй ступени имеют прямые зубья (не шевронные), то мы принуждены довольствоваться последними результатами.

Колесо *2* имеет модуль $m = 6{,}5$ мм.

При этом модуле число зубьев

$$z_2 = \frac{D_2}{m_1} = \frac{2 \cdot 248}{6{,}5} = 76{,}4.$$

Берем

$$z_2 = 76.$$

Тогда

$$D_2 = m_1 z_2 = 6{,}5 \cdot 76 = 494 \text{ мм}, \quad \text{а} \quad R_2 = \frac{494}{2} = 247 \text{ мм}.$$

Установив размеры колес *1* и *2*, переходим к определению шага зацепления колес второй ступени.

Приняв коэффициент полезного действия первой ступени $\eta_1 = 0{,}98$, получим, что мощность, передаваемая колесами *2'* и *3*, будет

$$N_2 = N_1 \cdot 0{,}98 = 70 \cdot 0{,}98 = 68{,}6 \text{ ЛС}.$$

Берем $\psi = 4$, а материал колес — кованую сталь. Тогда, при окружной скорости колеса *2'*

$$v_{2'} = \beta \cdot \overline{c_{2'3_0} c'_{2'3_0}} = 0{,}1371 \cdot 9{,}7 = 1{,}33 \text{ м/сек},$$

коэффициент износа c можно принять равным 54,6 кг/см².

Величина шага зацепления найдется из уравнения

$$t_{2'} = 378 \sqrt{\frac{N:2}{c\psi D_{2'} n_{2'}}} = 378 \sqrt{\frac{34{,}3}{54{,}6 \cdot 4 \cdot 19{,}2 \cdot 132}} = 2{,}97 \text{ см.}^{1}),$$

---

[1]) Так как мощность $N_2 = 68{,}6$ ЛС передается двумя колесами *2*, то в расчетную формулу следует вносить лишь половину этой мощности.

Число оборотов $n_{2'}$ колеса *2'* может быть найдено по плану чисел оборотов

$$n_{2'} = \sigma \cdot \overline{SII_0} = 20 \cdot 6{,}6 = 132.$$

а величина модуля

$$m_{2'} = \frac{29,7}{\pi} = 9,44 \simeq 9,5 \text{ мм.}$$

Число зубьев на колесе $2'$ будет

$$z_{2'} = \frac{D_{2'}}{m_{2'}} = \frac{192}{9,5} = 20,2,$$

а на колесе 3

$$z_3 = \frac{D_3}{m_{2'}} = \frac{844}{9,5} = 88,8.$$

Берем

$$z_{2'} = 20 \quad \text{и} \quad z_3 = 88,$$

тогда

$$D_{2'} = m_{2'} z_{2'} = 9,5 \cdot 20 = 190 \text{ мм.}$$

и

$$D_3 = m_{2'} z_3 = 9,5 \cdot 88 = 836 \text{ мм.}$$

Из фиг. 113 видно, что $R_1 + R_2 = R_3 - R_{2'}$.

У нас же получается

$$R_1 + R_2 = 78 + 248 = 326 \text{ мм,}$$

а

$$R_3 - R_{2'} = \frac{836 - 190}{2} = 323 \text{ мм.}$$

Разность $326 - 323 = 3$ мм показывает, что полученные размеры не вполне годятся.

Тогда задаемся $\psi = 5,5$, а колеса $2'$ и 3 делаем из никелевой стали, для которой коэффициент износа c можно взять равным 127. Получаем

$$t_{2'} = 378 \sqrt{\frac{34,3}{127 \cdot 5,5 \cdot 19,2 \cdot 132}} = 1,65 \text{ см,}$$

а

$$m_{2'} = \frac{16,5}{\pi} = 5,25 \sim 5,5 \text{ мм.}$$

Число зубьев на колесах $2'$ и 3 будут

$$z_{2'} = \frac{D_{2'}}{m_{2'}} = \frac{192}{5,5} = 34,9 \quad \text{и} \quad z_3 = \frac{D_3}{m_{2'}} = \frac{844}{5,5} = 153,5.$$

Берем

$$z_{2'} = 35 \text{ и } z_3 = 154.$$

Тогда

$D_{2'} = m_{2'} z_{2'} = 5,5 \cdot 35 = 192,5$ мм, $D_3 = m_{2'} z_3 = 5,5 \cdot 154 = 847$ мм

и

$$R_3 - R_{2'} = \frac{847 - 192,5}{2} = 327,25 \text{ мм.}$$

Разность $327{,}25 - 326 = 1{,}25$ мм при эвольвентном зацеплении вполне допустима, а потому на полученных размерах колес можно остановиться.

К допустимой разности между $R_3 - R_{2'}$ и $R_1 + R_2$ можно притти и при колесах из кованой стали, но с другим отношением $\psi = \frac{b}{t}$.

Возьмем $\psi = 5$, тогда

$$t_{2'} = 378 \sqrt{\frac{34{,}3}{54{,}6 \cdot 5 \cdot 19{,}2 \cdot 132}} = 2{,}66 \text{ мм},$$

а модуль

$$m_{2'} = \frac{t_{2'}}{\pi} = \frac{2{,}66}{\pi} \simeq 8{,}5 \text{ мм}.$$

Числа зубьев на колесах будут

$$z_{2'} = \frac{192}{8{,}5} = 22{,}6 \quad \text{и} \quad z_3 = \frac{844}{8\,5} = 99{,}4.$$

Берем

$$z_{2'} = 23 \quad \text{и} \quad z_3 = 100,$$

тогда

$$D_{2'} = m_{2'} z_{2'} = 8{,}5 \cdot 23 = 195{,}5 \text{ мм} \quad \text{и} \quad D_3 = m_{2'} z_3 = 8{,}5 \cdot 100 = 850 \text{ мм}.$$

Величина $R_3 - R_{2'} = \frac{850 - 195{,}5}{2} = 327{,}25$ мм отличается от $R_1 + R_2 = 326$ мм всего лишь на 1,25 мм, что вполне допустимо.

Колеса, выполненные по последнему варианту, будут, конечно, дешевле, но, в виду крупности модуля ($m = 8{,}5$ мм) и малого числа зубьев на колесе $2'$, редуктор будет иметь менее спокойный ход, нежели при колесах первого варианта.

3. Рассчитать планетарный редуктор по схеме фиг. 97, если дано $N = 10$ ЛС, $n_м = 800$ и $i = 10$.

Задаемся $z_1 = 24$, $\psi = 3{,}5$ и $c = 54$ кг/см² (кованая сталь). По формуле (9) находим величину шага зацепления

$$t_1 = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{54 \cdot 3{,}5 \cdot 24} \frac{10:3}{80}} = 0{,}627 \text{ см}.$$

Величина модуля будет

$$m_1 = \frac{t_1}{\pi} = \frac{6{,}27}{3{,}14} \simeq 2 \text{ мм}.$$

При этом модуле действительное значение коэффициента износа будет равно

$$c_д = 53{,}6 \text{ кг/см}^2,$$

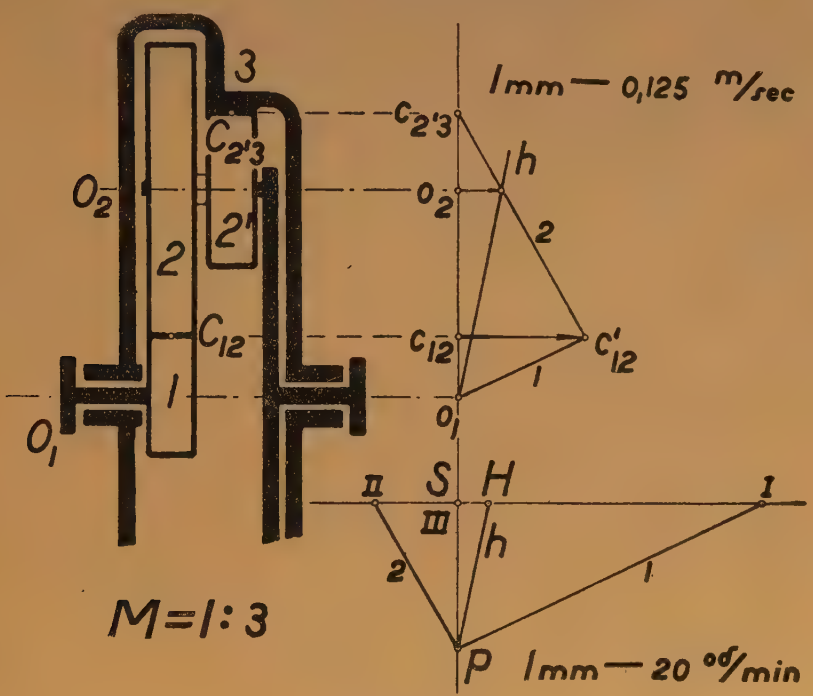
а начальный диаметр колеса *1*

$$D_1 = m_1 \cdot z_1 = 2 \cdot 24 = 48 \text{ мм}.$$

По диаметру D_1 и числу оборотов $n_м$ находим окружную скорость ведущего колеса

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_м}{60} = \frac{\pi \cdot 0{,}048 \cdot 800}{60} \simeq 2{,}01 \text{ м/сек.}$$

При скорости $v_1 = 2$ м/сек величина коэффициента износа может быть принята $c_m = 54$ кг/см², а у нас получилось $c_д = 53{,}6$ кг/см². Разница весьма ничтожна, расчет на износ считаем оконченным.



Фиг. 114.

Приступаем теперь к построению планов скоростей и чисел оборотов (фиг. 114). Проводим вертикальную линию Po_2 и отмечаем на ней некоторую точку o_1. Будем считать эту точку o_1 за проекцию оси вала O_1. Откладываем от точки o_1 вверх по вертикали отрезок $\overline{o_1 c_{12}}$, равный, положим, 8 мм, и принимаем его за радиус колеса *1*. Тогда масштаб чертежа редуктора, очевидно, будет

$$M = 1 : \mu = 8 : R_1 = 8 : 24 = 1 : 3.$$

На перпендикуляре к вертикали в точке c_{12} откладываем отрезок $\overline{c_{12}c'_{12}}$, изображающий собою окружную скорость колеса *1*.

Если взять отрезок $\overline{c_{12}c'_{12}}$ равным 16 мм, то скоростной масштаб β будет

$$\beta = \frac{2{,}01 \text{ м/сек}}{16 \text{ мм}} = 0{,}125 \text{ м/сек мм.}$$

Точку c'_{12} соединяем с точкой o_1 — получаем закон распределения скоростей на колесе *1*.

Берем затем горизонталь $I — II$ и на ней от точки S откладываем отрезок SI, дающий в некотором масштабе число оборотов колеса *1*. Масштаб чисел оборотов получится от разделения числа оборотов мотора (или, что все равно, числа оборотов ведущего вала O_1) на величину отрезка $\overline{SI}$, выраженную в миллиметрах, т. е.

$$\sigma = \frac{n_м}{SI_{мм}} = \frac{800}{40} = 20 \text{ об/мин мм.}$$

Отрезок $\overline{SI}$ делим на $i = 10$ равных частей, и одну такую часть откладываем по горизонтали вправо от точки S, получаем точку H. Проводим через точку I луч *1*, параллельный прямой $o_1c'_{12}$, получаем точку P, которую соединяем с точкой H.

Затем проводим на плане скоростей через точку o_1 луч h, параллельный прямой PH, а через точку c'_{12} прямую $c'_{12}c_{2'3}$, но так, чтобы получить отрезок $\overline{o_2c_{2'3}}$, равный или несколько больший отрезка $\overline{o_1c_{12}}$. В этом случае радиус колеса *2'* будет равен или несколько больше радиуса колеса *1*.

По плану скоростей имеем

$$R_2 = \mu \cdot o_2c_{12} = 58 \text{ мм,}$$

$$R_{2'} = \mu \cdot o_2c_{2'3} = 30 \text{ »}$$

и

$$R_3 = \mu \cdot o_1c_{2'3} = 112 \text{ мм.}$$

Число зубьев на колесе *2* будет

$$z_2 = \frac{2 \cdot R_2}{m_1} = \frac{2 \cdot 58}{2} = 58.$$

Определяем теперь модуль колес *2'* и *3*.

Колесо *2'* имеет два движения: первое — около своей оси O_2 и второе — около оси колеса *3*.

Следовательно, число оборотов колеса *2'* надо отсчитывать на плане чисел оборотов от точки H, так что

$$n_{2'} = \sigma \cdot HII = 293,$$

а

$$v_{2'} = \frac{\pi D_{2'} n_{2'}}{60} = \frac{\pi \cdot 0{,}06 \cdot 293}{60} = 0{,}92 \text{ м/сек.}$$

Для этой скорости коэффициент износа $c \sim 56$ кг/см² (кованая сталь).

Задаемся $\psi = 4$ и коэффициентом полезного действия для первой ступени $\eta_1 = 0{,}98$, тогда шаг зацепления

$$t = 378 \sqrt{\frac{(N:3)\,\eta_1}{c \cdot \psi \cdot D_{2'} \cdot n_{2'}}} = 378 \sqrt{\frac{(6:3) \cdot 0{,}98}{56 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 293}} = 0{,}835 \text{ см,}$$

а модуль

$$m_{2'} = 3 \text{ мм.}$$

(Более подходящий модуль $m = 2{,}75$ мм не годится по конструктивным соображениям—получается дробное число зубьев). Число зубьев

$$z_{2'} = \frac{D_{2'}}{m_{2'}} = \frac{60}{3} = 20 \quad \text{и} \quad z_3 = \frac{D_3}{m_{2'}} = \frac{224}{3} = 74{,}7 \cong 75.$$

Колеса *1* и *3* должны иметь числа зубьев z_1 и z_3 кратные трем.

Так как число зубьев на колесе *3* пришлось взять несколько больше (75 вместо 74,7), то расстояния между осями колес следует выровнять.

Делается это так же, как и в предыдущем примере.

4. Рассчитать редуктор по схеме фиг. 99 на 12 ЛС при передаточном числе $i = 40$. Ведущий вал делает 900 оборотов в минуту.

Задаемся для ведущего колеса *1* $z_1 = 24$, $\psi = 4$ и $c = 50$ кг/см² (материал для колес — сталь).

Из расчета на износ определяем величину шага зацепления

$$t_1 = 10\sqrt[3]{\frac{450}{c \cdot \psi \cdot z}\,\frac{N:3}{n_1}} = 10\sqrt[3]{\frac{450}{50 \cdot 4 \cdot 24}\,\frac{12:3}{900}} \sim 0{,}78 \text{ см}.$$

(Под корнем взята мощность $\frac{N}{3}$ по той причине, что в зацеплении с колесом *1* находятся три промежуточных колеса *2*). Модуль зацепления будет равен

$$m_1 = \frac{t_1}{\pi} = \frac{7{,}8}{\pi} \cong 2{,}5 \text{ мм},$$

а диаметр начальной окружности колеса *1*

$$D_1 = m_1 \cdot z_1 = 2{,}5 \cdot 24 = 60 \text{ мм}.$$

Строим теперь план скоростей (фиг. 115). Принимаем масштаб чертежа $= \frac{1}{5}$. Пусть скорость v_1 колеса *1* изображается отрезком $\overline{c_{12}c'_{12}} = 40$ мм. Тогда

$$\beta = \frac{v_1}{40} = \frac{\pi \cdot D_1 n_1}{60 \cdot 40} = \frac{\pi \cdot 0{,}06 \cdot 900}{60 \cdot 40} = 0{,}0706 \text{ м/сек мм}.$$

Масштаб чисел оборотов выбираем так, чтобы n_1 выражалось отрезком $\overline{III}$, равным 60 мм, тогда

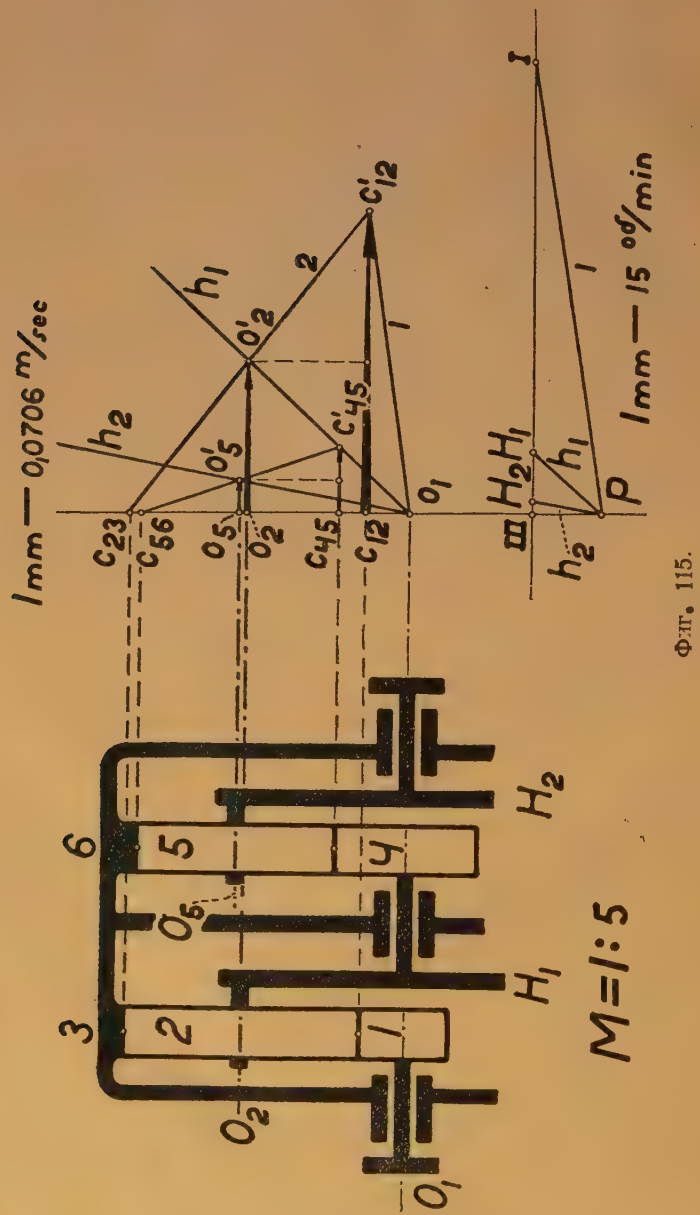
$$\sigma = \frac{900}{60} = 15 \text{ об/мин мм}.$$

Построив лучи *1* на обоих планах, делим отрезок $\overline{III}$ на $i = 40$ равных частей и одну сороковую часть ($\overline{IIIH_2}$) откладываем вправо от точки *III*. Проводим лучи h_2.

Общее передаточное число разбиваем на две ступени

$$i_{1-H_1} = 8 \quad \text{и} \quad i_{H_1-H_2} = 5.$$

Делим отрезок $\overline{IIII}$ на 8 равных частей и откладываем одну такую часть вправо от точки *III* и проводим лучи h_1. Отрезок $\overline{c_{12}c'_{12}}$ делим пополам и из его средины восстанавливаем перпендикуляр до пересечения с лучом h_1



в точке o'_2. Прямая $o_2o'_2$ выразит скорость оси o_2 колеса *2*, а прямая $c'_{12}c_{23}$, соединяющая точки c'_{12} и o'_2, даст закон распределения скоростей на колесе *2*.

Из плана скоростей усматриваем, что радиус колеса *2* будет

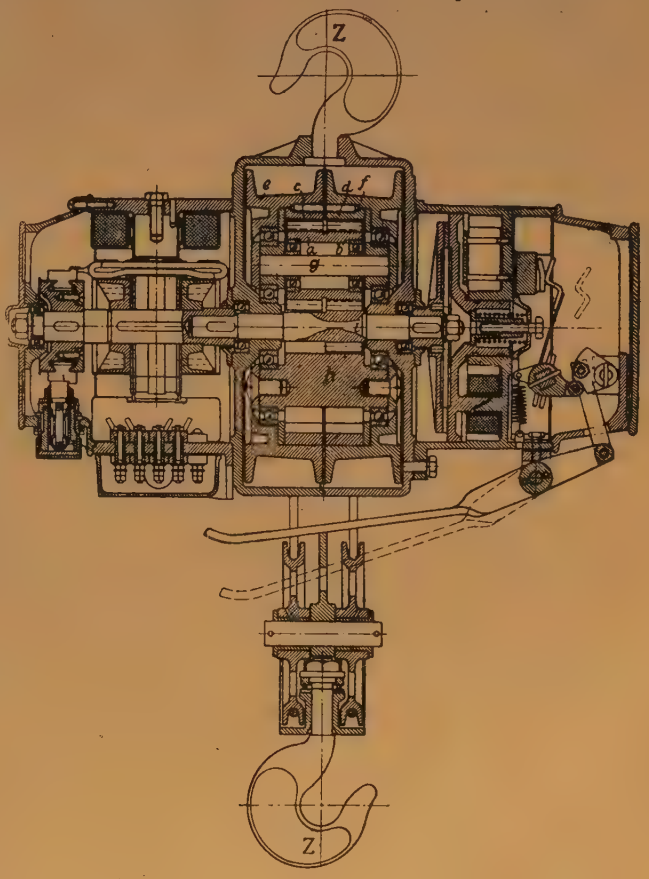
$$R_2 = \mu \cdot \overline{o_2c_{23}} = 78{,}5 \text{ мм},$$

Особенностью конструкции кошки завода Bleichert является то обстоятельство, что при вполне определенной угловой скорости ведущего вала O_1 угловые скорости барабанов E и F — неопределенны (фиг. 108).

Для того, чтобы внести определенность в работу механизма, нужно, кроме вращения с данным числом оборотов вала O_1, дать еще какое-нибудь число оборотов или одному из барабанов, или шайбе H. Это добавочное число оборотов может быть любым, но вполне определенным по величине и направлению.

В самом деле (фиг. 108b), если колесо *1* имеет окружную скорость, равную $\beta \cdot c_{12}c'_{12}$, и если дать промежуточной оси O_2, укрепленной в шайбе H, скорость — $\beta \cdot \overline{o_2o_2'}$, то по плану скоростей можно всегда определить окружные скорости $\beta \cdot \overline{\delta\delta'}$ и $\beta \cdot \overline{\delta\delta''}$ барабанов. Меняя по величине и направлению скорость оси O_2, мы тем самым будем менять и окружные скорости барабанов E и F.

Такие механизмы, как мы видели раньше, относятся к разряду дифференциалов.



Фиг. 109.

Практически к устранению неопределенности подходят несколько иначе, заставляя барабаны вращаться с одинаковыми по величине и противоположными по знакам скоростями. Это достигается тем, что на барабаны навивают канаты, наматывая их в разные стороны, и свободные концы которых привязывают к висящему грузу (фиг. 110).

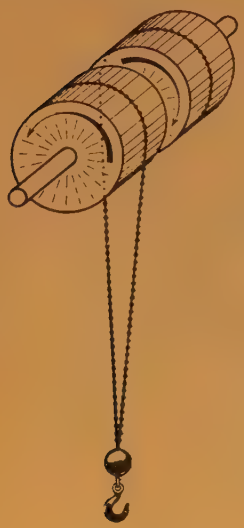
Имея в виду такое принужденное движение барабанов, приступаем к построению планов скоростей и чисел оборотов (фиг. 108a).

При проектировании кошки предварительно определяют диаметры барабанов и их скорости, в данном случае равные скорости подъема груза. По этим скоростям и по выбранному масштабу β получаем отрезки $\overline{\delta'\delta}$ и $\overline{\delta''\delta}$, которые и откладываем в противоположные стороны от оси Po_2.

Затем проводим лучи *3* и *3'*, тогда отрезки $\overline{c_{23}c'_{23}}$ и $\overline{c_{2'3'}c'_{2'3'}}$ дадут в масштабе β окружные скорости колес *3* и *3'*, а также и колес *2* и *2'*.

Соединив прямой точки c'_{23} и $c'_{2'3'}$, получим луч *2*, который в пересечении с направлением оси O_2 даст точку o'_2, а отрезок $\overline{o_2 o'_2}$ — в масштабе β — даст окружную скорость шайбы H в центре оси O_2. Соединяя точку o'_2 с точкой o_1, получим луч h, дающий закон распределения скоростей на шайбе H. Луч *2* пересекает перпендикуляр $c_{12}c'_{12}$ к вертикали Po_2 в точке c'_{12}. Отрезок $\overline{c_{12}c'_{12}}$ дает в масштабе β окружную скорость колеса *1*.

Имея план скоростей, строим обычным порядком план чисел оборотов. Передаточных чисел у редуктора два: одно к барабану E, а другое к барабану F:



Фиг. 110.

$$i_E = -\frac{\overline{SI}}{\overline{SIII}} \quad \text{и} \quad i_F = +\frac{SI}{SIII'}.$$

Что касается расчета на прочность этого редуктора, то он ничем не отличается от расчетов предыдущих редукторов, а потому мы его и опускаем.

Heinold советует данный редуктор исследовать следующим образом. Допустим, что данный редуктор снабжен колесами, у которых числа зубьев будут: $z_1 = 9$, $z_2 = 21$, $z_{2'} = 18$, $z_3 = 51$ и $z_{3'} = 48$.

Сначала полагают, что ось O_2 колес *2* и *2'* вместе с шайбой H стоят неподвижно и рассматривают весь механизм как обычную зубчатую передачу. Далее допускают, что барабан F сделал один оборот и вычисляют числа оборотов за это время остальных колес. Результаты этих вычислений приведены в столбцах I и II табл. 21, причем знак плюс (+) показывает направление вправо, а знак минус (—) — влево.

ТАБЛИЦА 21.

№№ вычислений	Колеса				
	3'	3	2,2'	1	H
I	$\frac{51.18}{21.48}$	$\frac{1}{1}$	$\frac{51}{21}$	$-\frac{51}{9}$	0
II	0,910	1,000	2,430	— 5,660	0
III	— 0,955	— 0,955	— 0,955	— 0,955	— 0,955
IV	— 0,045	+ 0,045	+ 1,475	— 6,615	— 0,955
V	— 9,9	+ 9,9	+ 324	— 1450	— 210

Из столбца II видно, что оба барабана вращаются в одну сторону (вправо) с числами оборотов 0,91 и 1,00.

Теперь дадим всему механизму вместе с шайбой H вращение в обратную сторону с числом оборотов, равным среднему арифметическому из чисел оборотов барабанов $\frac{1+0.91}{2} = 0{,}955$ (III столбец). Сложение величин столбцов II и III дает числа оборотов колес при вращении барабанов в разные стороны (знак — у барабана E и знак + у барабана F), но с одинаковой скоростью.

Чтобы получить действительные числа оборотов колес и барабанов, нужно значения столбца IV умножить на отношение чисел оборотов n мотора к числу оборотов колеса *1*, взятому из столбца IV.

При составлении столбца V, это отношение взято равным ~ 220.

7. Примеры расчетов.

1. Рассчитать редуктор по схеме фиг. 89 по заданному передаточному числу $i = 6$, мощности мотора $N = 12$ ЛС и числу его оборотов $n_1 = 1000$. Определяем сначала размеры ведущего колеса *1*.

Берем $z_1 = 15$ (кратное трем) и $\psi = \frac{b}{t} = 3$.

Материалом для колес выбираем кованую сталь.

Задаваясь коэффициентом износа $c = 50$ кг/см², находим по формуле (9) величину шага зацепления

$$t_1 = 10\sqrt[3]{\frac{450}{c\psi z_1}\cdot\frac{N:3}{n_1}} = 10\sqrt[3]{\frac{450}{50\cdot 3\cdot 15}\cdot\frac{12:3}{1000}} = 0{,}926 \text{ см}^{1}).$$

Модуль колеса будет равен

$$m_1 = \frac{t_1}{\pi} = \frac{9{,}26}{\pi} \sim 3 \text{ мм}.$$

Зная величину модуля m_1 и число зубьев колеса *1*, легко найти и величину его начального диаметра

$$D_1 = m_1 \cdot z_1 = 3 \cdot 15 = 45 \text{ мм}.$$

Колеса *2* и *3* будут иметь тот же модуль m_1.

Построив планы скоростей, найдем по ним диаметры D_2 и D_3 этих колес [2]).

Диаметры D_2 и D_3 могут быть определены и помимо планов скоростей.

Действительно, по заданному передаточному числу $i = 6$ и по диаметру D_1 колеса *1*, находим начальный диаметр D_3 колеса *3*.

$$D_3 = i \cdot D_1 = 6 \cdot 45 = 270 \text{ мм}.$$

---

[1]) Так как с колесом *1* работают одновременно три колеса *2*, то в расчетную формулу (9) следует вводить лишь одну треть передаваемой мощности.

[2]) План скоростей строится так же, как и на фиг. 89. Само построение, в виду его чрезвычайной простоты, мы не производим.

Диаметр колеса *2*, как это видно из фиг. 89, равен

$$D_2 = \frac{D_3}{2} - \frac{D_1}{2} = \frac{270}{2} - \frac{45}{2} = 112{,}5 \text{ мм}.$$

Число зубьев колес *2* и *3* находим по формуле $z = \frac{D}{m}$, тогда

$$z_3 = \frac{D_3}{m_1} = \frac{270}{3} = 90 \text{ и } z_2 = \frac{D_2}{m_1} = \frac{112{,}5}{3} = 37{,}5.$$

Так как дробное число зубьев быть не может, то округляем z_2 до 38, тогда

$D_2 = m_1 z_2 = 3 \cdot 38 = 114$ мм, $D_3 = D_1 + 2D_2 = 45 + 2 \cdot 114 = 273$ мм

и

$$z_3 = \frac{273}{3} = 91.$$

Последнее число опять не годится, так как оно не делится на 3.

Попробуем округлить $z_2 = 37{,}5$ в меньшую сторону. Берем $z_2 = 37$, тогда

$$D_2 = 3 \cdot 37 = 111 \text{ мм}, \quad D_3 = 45 + 222 = 267 \text{ мм и } z_3 = \frac{267}{3} = 89.$$

Так как 89 на 3 тоже не делится, то мы убеждаемся, что проектируемый редуктор при $z_1 = 15$, $m = 3$ и $\psi = 3$ построить нельзя.

Задаемся другим числом зубьев и делаем перерасчет.

Пусть $z_1 = 18$ и $\psi = 3{,}25$.

По формуле (9) находим величину шага зацепления

$$t_1 = \sqrt[3]{\frac{450}{50 \cdot 3{,}25 \cdot 18} \frac{12 : 3}{1000}} = 0{,}85 \text{ см},$$

а по нему

$$m_1 = \frac{8{,}5}{\pi} = 2{,}75 \text{ мм и } c_\partial = 36{,}4 \text{ кг/см}^2,$$

$$D_1 = m_1 \cdot z_1 = 2{,}75 \cdot 18 = 49{,}5 \text{ мм}$$

и

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0{,}0495 \cdot 1000}{60} = 2{,}59 \text{ м/сек}.$$

При скорости $v_1 = 2{,}59$ м/сек,

$$c_{\text{табличное}} = 51{,}35 \text{ кг/см}^2.$$

c_∂ на много меньше c_m ($c_\partial < c_m$).

Дальнейшая попытка уменьшить модуль m ни к чему не приведет, так как тогда c_∂ будет значительно больше c_m ($c_\partial > c_m$).

Поэтому останавливаемся на $m_1 = 2{,}75$ мм и $z_1 = 18$.

Из книг
С. А. Сенчищева

Размеры остальных колес *2* и *3* могут быть найдены либо по плану скоростей (для чего надлежит вновь построить план скоростей), либо вычислением.

Путем вычислений имеем

$$D_3 = i \cdot D_1 = 6 \cdot 49{,}5 = 297 \text{ мм},$$

$$D_2 = \frac{D_3}{2} - \frac{D_1}{2} = 148{,}5 - 24{,}75 = 123{,}75 \text{ мм},$$

$$z_3 = \frac{D_3}{m_1} = \frac{297}{2{,}75} = 108 \text{ (кратное трем)}, \quad z_2 = \frac{D_2}{m_1} = \frac{123{,}75}{2{,}75} = 45$$

и

$$b = \psi m_1 = 3{,}25 \cdot 2{,}75 = 28 \text{ мм}.$$

На этих размерах колес можно остановиться.

Так как колесо *1* сделано заодно с валом, то диаметр этого вала может быть только на 2—3 мм меньше внутреннего диаметра колеса, равного

$$D_{1вн} = D_1 - 2{,}4m_1 = 49{,}5 - 2{,}4 \cdot 2{,}75 = 42{,}9 \text{ мм}.$$

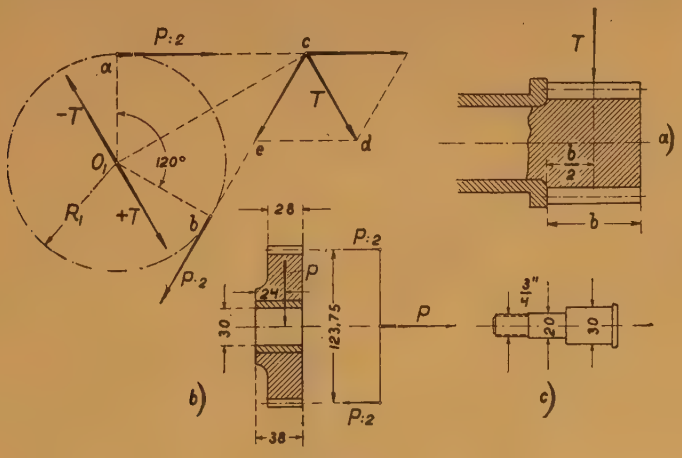
Принимаем диаметр вала O_1 колеса *1* равным 40 мм

$$d_1 = 40 \text{ мм}.$$

Крутящий момент на валу O_1 будет

$$M_{кр} = 71620 \frac{N}{n_1} = 71620 \frac{12}{1000} \simeq 860 \text{ кг см}.$$

В только что построенном и собранном редукторе может легко случиться, что, до окончательной приработки трущихся поверхностей, в зацеплении с колесом *1* будут находиться только два колеса *2*.



Фиг. 111.

Это обстоятельство поведет к тому, что колесо *1* будет воспринимать два окружных усилия, направленных друг к другу под углом в 120° (фиг. 111).

Если полное окружное усилие колеса *1* будет P, то при его сцеплении с двумя колесами *2*, на каждое из этих колес придется по

$$\frac{P}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{кр}}{R_1} = \frac{860}{4{,}95} = 174 \text{ кг}.$$

Переносим эти силы (фиг. 111) в точку c пересечения их направлений и, сложив их, получаем равнодействующую T.

Из фиг. 111 не трудно видеть, что равнодействующая $T = \frac{P}{2}$ и точка c отстоит от O_1 на расстоянии, равном $2R_1$ (треугольник cde — равносторонний и угол $acO_1 = 30°$). Приложив в точке O_1 две силы $+T$ и $-T$, равные и параллельные силе T, увидим, что силы T и $-T$ дадут крутящий момент для вала O_1, равный $M_{кр} = T \cdot 2R_1 = \frac{P}{2} \cdot 2\,R_1 = P \cdot R_1 =$ $= 860$ кг см; а сила $+T$ вызовет изгибающий момент

$$M_{из} = +T \cdot \frac{b}{2} = 174\,\frac{2{,}8}{2} = 244 \text{ кг см (фиг. 111a)}.$$

Складываем моменты крутящий и изгибающий. По третьей теории прочности имеем

$$M = \sqrt{M_{кр}^2 + M_{из}^2} = \sqrt{860^2 + 244^2} = 892 \text{ кг см}.$$

Напряжение вала O_1 будет

$$k_{из} = \frac{M}{0{,}1 d_1^3} = \frac{892}{0{,}1 \cdot 4^3} = 69{,}8 \text{ кг/см}^2.$$

Длину подшипника для вала O_1 берем

$$l_{O1} = 3d_1 = 3 \cdot 40 = 120 \text{ мм}.$$

Втулочку колеса *2* выполняем миллиметров на 10 шире самого колеса (фиг. 111b). Диаметр d_2 оси O_2 определяем из условия ее прочности и нагревания.

Предполагая, что в работе находятся только два колеса 2_1, заключаем, что на ось O_2 действует сила $2\,\frac{P}{2} = P = 2 \cdot 174 = 348$ кг.

По фиг. (111b) плечо этой силы равно 2,4 см. Тогда $M_{из}$ для оси O_2 будет

$$M_{из} = P \cdot 2{,}4 = 348 \cdot 2{,}4 = 836 \text{ кг см}.$$

Задаваясь напряжением $k_{из}$ для стали $= 500$ кг/см^2, найдем величину диаметра оси O_2

$$M = 0{,}1 d_2^3 \cdot 500 \quad \text{или} \quad 836 = 0{,}1 d_2^3 \cdot 500,$$

откуда

$$d_2 = 2{,}56 \text{ см}.$$

Берем d_2 равным 30 мм.

Удельное давление на ось O_2

$$k = \frac{P}{l_2 d_2} = \frac{348}{3{,}8 \cdot 3} = 30{,}5 \text{ кг/см}^2.$$

Поверяем полученные размеры на нагревание.

Число оборотов колеса *2*

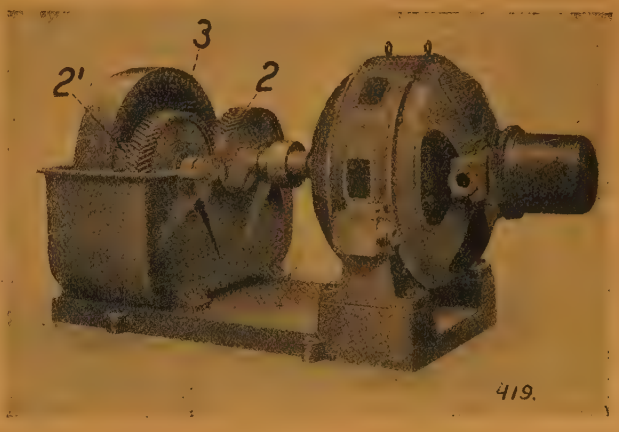
$$n_2 = n_м \frac{z_1}{z_2} = 1000 \frac{18}{45} = 400.$$

$$kv = \frac{Pn_2}{1900 \cdot l_2} = \frac{348 \cdot 400}{1900 \cdot 3{,}8} = 3{,}67,$$

что вполне допустимо.

Вал O_3 рассчитывается точно так же как и вал O_1.

Из приведенного расчета видно, что, при определении размеров валов и осей особых затруднений не встречается, а потому в дальнейших примерах мы будем определять лишь размеры колес, опуская расчеты валов и осей.



Фиг. 112.

2. Определить размеры редуктора завода The Reid Gear Co на 70 ЛС. Мотор делает 420 оборотов в минуту, а ведомый вал 30 (фиг. 112). Редуктор работает по схеме фиг. 90. Рассчитываем сначала колесо *1*.

Задаемся $z_1 = 24$, $\psi = 4$ и $c = 50$ кг/см² (для кованой стали), тогда

$$t_1 = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{c\psi z_1} \frac{N:2}{n_1}}.$$

В формулу для определения величины шага зацепления t вводим не полную мощность N, а лишь половину ее $\frac{N}{2}$ ЛС, так как здесь, в рассматриваемом редукторе, в зацеплении с ведущим колесом *1* находятся два промежуточных колеса *2*, на каждое из которых и передается по $\frac{N}{2}$ ЛС.

$$t_1 = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{50 \cdot 4 \cdot 24} \frac{70:2}{420}} = 1{,}98 \text{ см}.$$

Модуль зацепления будет $m_1 = \frac{t}{\pi} = \frac{1{,}98}{\pi} = 6{,}3$ мм.

Берем $m_1 = 6{,}5$ мм.

При этом модуле действительное значение коэффициента износа c будет

$$c_\partial = 10^3 \frac{450}{(\pi m)^3 \cdot 4 \cdot 24} \frac{70:2}{420} \simeq 46 \text{ кг/см}^2.$$

Начальный диаметр колеса *1* будет

$$D_1 = mz_1 = 6{,}5 \cdot 24 = 156 \text{ мм},$$

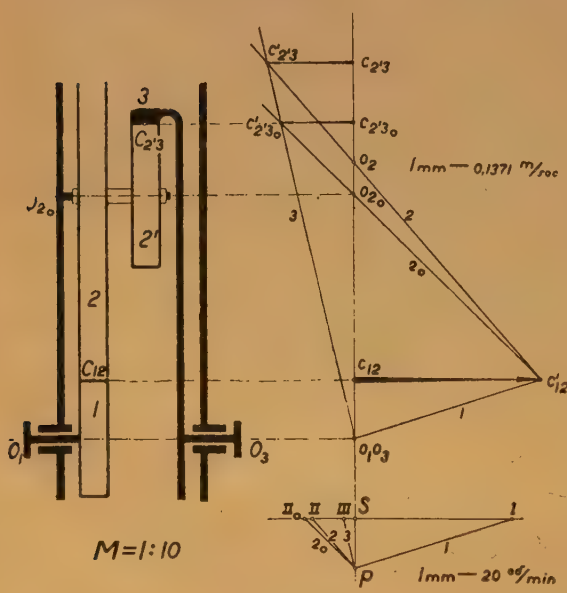
а окружная скорость

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0{,}156 \cdot 420}{60} = 3{,}43 \text{ м/сек}.$$

Для кованой стали при $v_1 = 3{,}43$ м/сек

$$c_m = 47{,}6 \text{ кг/см}^2 \text{ (см. табл. 4)}.$$

Так как c_∂ весьма мало отличается от c_m, то расчет колеса *1* на износ можно считать законченным.



Фиг. 113.

Далее строим планы скоростей и чисел оборотов (фиг. 113).

Проводим вертикальную ось Po_2 и откладываем на ней в масштабе $\frac{1}{\mu} = \frac{1}{10}$ величину радиуса R_1 колеса *1*.

Получаем отрезок o_1c_{12}. Из точки c_{12} проводим вектор $\overline{c_{12}c'_{12}}$, изображающий в масштабе β окружную скорость колеса *1*.

Длину вектора $c_{12}c'_{12}$ возьмем равной, положим, 25 мм, тогда масштаб плана скоростей будет

$$\beta = \frac{\pi R_1 n_1}{30 \cdot 25} = \frac{\pi \cdot 0{,}078 \cdot 420}{30 \cdot 25} = 0{,}1371 \text{ м/сек мм}.$$

Точки o_1 и c'_{12} соединяем прямой $o_1c'_{12}$, дающей закон распределения скоростей на колесе *1*.

Затем проводим произвольную горизонтальную прямую SI и строим план чисел оборотов. Выбираем масштаб σ чисел оборотов.

Пусть $\sigma = 20$ об/мин мм.

От точки S откладываем вправо отрезок $\overline{SI} = \frac{n_1}{\sigma} = \frac{420}{20} = 21$ мм и из конца его проводим луч *1*, параллельный прямой $o_1c'_{12}$, получаем точку P.

Передаточное число редуктора $i_{1-3} = \frac{420}{30} = 14$.

Делим отрезок $\overline{SI}$ на 14 равных частей, и одну четырнадцатую часть откладываем влево от точки S, получаем точку III (отрезок $\overline{SIII} = \frac{\overline{SI}}{14} = \frac{21}{14} = 1{,}5$ мм, $i_{1-3} = \frac{SI}{\overline{SIII}} = \frac{21}{1{,}5} = 14$). Отрезок $\overline{SIII}$ дает в масштабе σ число оборотов колеса *3*. Проводим на плане скоростей прямую $o_1c'_{2'3}$ параллельную лучу $PIII$, получаем закон распределения скоростей на колесе *3*.

Если далее предположить, что обе ступени редуктора должны иметь одинаковые передаточные числа, то каждое из этих чисел будет равно

$$i_{1-2} = i_{2'-3} = \sqrt{i_{1-3}} = \sqrt{14} \simeq 3{,}74.$$

Зная величину передаточного числа i_{1-2}, нетрудно найти точку II и луч *2* на плане чисел оборотов. Для этого делим отрезок $\overline{SI}$ на 3,74 равных частей и одну такую часть откладываем по горизонтали влево от точки S. Отрезок $\overline{SII}$ и даст в масштабе σ число оборотов колеса *2*. Если теперь провести на плане скоростей через точку c'_{12} прямую $c'_{12}c'_{2'3}$, параллельную лучу *2* плана чисел оборотов, то точка пересечения этой прямой с осью Po_2 даст нам положение оси O_2 промежуточного колеса *2*, а с линией $o_1c'_{2'3}$ — положение точки касания колес *2'* и *3*.

Положениями точек c_{12}, o_2 и $c_{2'3}$ определяются размеры всех колес редуктора. Так,

$$R_2 = \mu \cdot \overline{o_2c_{12}} = 10 \cdot 29{,}2 = 292 \text{ мм},$$

$$R_{2'} = \mu \cdot \overline{o_2c_{2'3}} = 10 \cdot 13{,}5 = 135 \text{ »}$$

и

$$R_3 = \mu \cdot \overline{o_1c_{2'3}} = 10 \cdot 50{,}5 = 505 \text{ мм}.$$

Размерами колес, конечно, обусловливаются и размеры самого редуктора.

Если последние удовлетворительны, то полученные размеры колес можно принять и приступить к определению чисел зубьев на них и модуля для второй ступени. Но если желательно получить редуктор более компактный, то луч *2* на плане скоростей проводят несколько круче к прямой Po_2.

Пусть это будет луч 2_0.

С проведением этого луча колеса получают меньшие размеры, а именно:

$$R_2 = \mu \cdot \overline{o_{2_0}c_{12}} = 10 \cdot 24{,}8 = 248 \text{ мм},$$

$$R_{2'} = \mu \cdot \overline{o_{2_0}c_{2'3_0}} = 10 \cdot 9{,}6 = 96 \text{ »}$$

и

$$R_3 = \mu \cdot \overline{o_1c_{2'3_0}} = 10 \cdot 42{,}2 = 422 \text{ мм}.$$

Передаточные числа при этих размерах колес разобьются между ступенями уже иначе.

Так, для первой ступени

$$i_{1-2} = \frac{\overline{SI}}{\overline{SII_0}} = \frac{21}{6{,}6} = 3{,}18,$$

а для второй

$$i_{2'-3} = \frac{\overline{SII_0}}{\overline{SIII}} = \frac{6{,}6}{1{,}5} = 4{,}4.$$

Ясно, что, чем круче будет проведен на плане скоростей луч 2_0, тем меньше будут размеры колес и тем больше будет передаточное число $i_{2'-3}$ во второй ступени, которое при самом крутом положении луча 2_0 не должно превышать допускаемого.

В нашем случае мы имеем $i_{2'-3} = 4{,}4$, близкое к предельному, а так как колеса второй ступени имеют прямые зубья (не шевронные), то мы принуждены довольствоваться последними результатами.

Колесо *2* имеет модуль $m = 6{,}5$ мм.

При этом модуле число зубьев

$$z_2 = \frac{D_2}{m_1} = \frac{2 \cdot 248}{6{,}5} = 76{,}4.$$

Берем

$$z_2 = 76.$$

Тогда

$$D_2 = m_1 z_2 = 6{,}5 \cdot 76 = 494 \text{ мм}, \quad \text{а} \quad R_2 = \frac{494}{2} = 247 \text{ мм}.$$

Установив размеры колес *1* и *2*, переходим к определению шага зацепления колес второй ступени.

Приняв коэффициент полезного действия первой ступени $\eta_1 = 0{,}98$, получим, что мощность, передаваемая колесами *2'* и *3*, будет

$$N_2 = N_1 \cdot 0{,}98 = 70 \cdot 0{,}98 = 68{,}6 \text{ ЛС}.$$

Берем $\psi = 4$, а материал колес — кованую сталь. Тогда, при окружной скорости колеса *2'*

$$v_{2'} = \beta \cdot \overline{c_{2'3_0} c'_{2'3_0}} = 0{,}1371 \cdot 9{,}7 = 1{,}33 \text{ м/сек},$$

коэффициент износа c можно принять равным 54,6 кг/см².

Величина шага зацепления найдется из уравнения

$$t_{2'} = 378 \sqrt{\frac{N:2}{c\psi D_{2'} n_{2'}}} = 378 \sqrt{\frac{34{,}3}{54{,}6 \cdot 4 \cdot 19{,}2 \cdot 132}} = 2{,}97 \text{ см.}^{1}),$$

---

[1]) Так как мощность $N_2 = 68{,}6$ ЛС передается двумя колесами *2*, то в расчетную формулу следует вносить лишь половину этой мощности.

Число оборотов $n_{2'}$ колеса *2'* может быть найдено по плану чисел оборотов

$$n_{2'} = \sigma \cdot \overline{SII_0} = 20 \cdot 6{,}6 = 132.$$

а величина модуля

$$m_{2'} = \frac{29,7}{\pi} = 9,44 \sim 9,5 \text{ мм.}$$

Число зубьев на колесе $2'$ будет

$$z_{2'} = \frac{D_{2'}}{m_{2'}} = \frac{192}{9,5} = 20,2,$$

а на колесе 3

$$z_3 = \frac{D_3}{m_{2'}} = \frac{844}{9,5} = 88,8.$$

Берем

$$z_{2'} = 20 \quad \text{и} \quad z_3 = 88,$$

тогда

$$D_{2'} = m_{2'} z_{2'} = 9,5 \cdot 20 = 190 \text{ мм.}$$

и

$$D_3 = m_{2'} z_3 = 9,5 \cdot 88 = 836 \text{ мм.}$$

Из фиг. 113 видно, что $R_1 + R_2 = R_3 - R_{2'}$.

У нас же получается

$$R_1 + R_2 = 78 + 248 = 326 \text{ мм,}$$

а

$$R_3 - R_{2'} = \frac{836 - 190}{2} = 323 \text{ мм.}$$

Разность $326 - 323 = 3$ мм показывает, что полученные размеры не вполне годятся.

Тогда задаемся $\psi = 5,5$, а колеса $2'$ и 3 делаем из никелевой стали, для которой коэффициент износа c можно взять равным 127. Получаем

$$t_{2'} = 378 \sqrt{\frac{34,3}{127 \cdot 5,5 \cdot 19,2 \cdot 132}} = 1,65 \text{ см,}$$

а

$$m_{2'} = \frac{16,5}{\pi} = 5,25 \sim 5,5 \text{ мм.}$$

Число зубьев на колесах $2'$ и 3 будут

$$z_{2'} = \frac{D_{2'}}{m_{2'}} = \frac{192}{5,5} = 34,9 \quad \text{и} \quad z_3 = \frac{D_3}{m_{2'}} = \frac{844}{5,5} = 153,5.$$

Берем

$$z_{2'} = 35 \text{ и } z_3 = 154.$$

Тогда

$$D_{2'} = m_{2'} z_{2'} = 5,5 \cdot 35 = 192,5 \text{ мм,} \quad D_3 = m_{2'} z_3 = 5,5 \cdot 154 = 847 \text{ мм}$$

и

$$R_3 - R_{2'} = \frac{847 - 192,5}{2} = 327,25 \text{ мм.}$$

Разность $327{,}25 - 326 = 1{,}25$ мм при эвольвентном зацеплении вполне допустима, а потому на полученных размерах колес можно остановиться.

К допустимой разности между $R_3 - R_{2'}$ и $R_1 + R_2$ можно притти и при колесах из кованой стали, но с другим отношением $\psi = \frac{b}{t}$.

Возьмем $\psi = 5$, тогда

$$t_{2'} = 378 \sqrt{\frac{34{,}3}{54{,}6 \cdot 5 \cdot 19{,}2 \cdot 132}} = 2{,}66 \text{ мм},$$

а модуль

$$m_{2'} = \frac{t_{2'}}{\pi} = \frac{2{,}66}{\pi} \simeq 8{,}5 \text{ мм}.$$

Числа зубьев на колесах будут

$$z_{2'} = \frac{192}{8{,}5} = 22{,}6 \quad \text{и} \quad z_3 = \frac{844}{8\,5} = 99{,}4.$$

Берем

$$z_{2'} = 23 \quad \text{и} \quad z_3 = 100,$$

тогда

$$D_{2'} = m_{2'} z_{2'} = 8{,}5 \cdot 23 = 195{,}5 \text{ мм} \quad \text{и} \quad D_3 = m_{2'} z_3 = 8{,}5 \cdot 100 = 850 \text{ мм}.$$

Величина $R_3 - R_{2'} = \frac{850 - 195{,}5}{2} = 327{,}25$ мм отличается от $R_1 + R_2 = 326$ мм всего лишь на 1,25 мм, что вполне допустимо.

Колеса, выполненные по последнему варианту, будут, конечно, дешевле, но, в виду крупности модуля ($m = 8{,}5$ мм) и малого числа зубьев на колесе *2'*, редуктор будет иметь менее спокойный ход, нежели при колесах первого варианта.

3. Рассчитать планетарный редуктор по схеме фиг. 97, если дано $N = 10$ ЛС, $n_м = 800$ и $i = 10$.

Задаемся $z_1 = 24$, $\psi = 3{,}5$ и $c = 54$ кг/см² (кованая сталь). По формуле (9) находим величину шага зацепления

$$t_1 = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{54 \cdot 3{,}5 \cdot 24} \frac{10:3}{80}} = 0{,}627 \text{ см}.$$

Величина модуля будет

$$m_1 = \frac{t_1}{\pi} = \frac{6{,}27}{3{,}14} \simeq 2 \text{ мм}.$$

При этом модуле действительное значение коэффициента износа будет равно

$$c_д = 53{,}6 \text{ кг/см}^2,$$

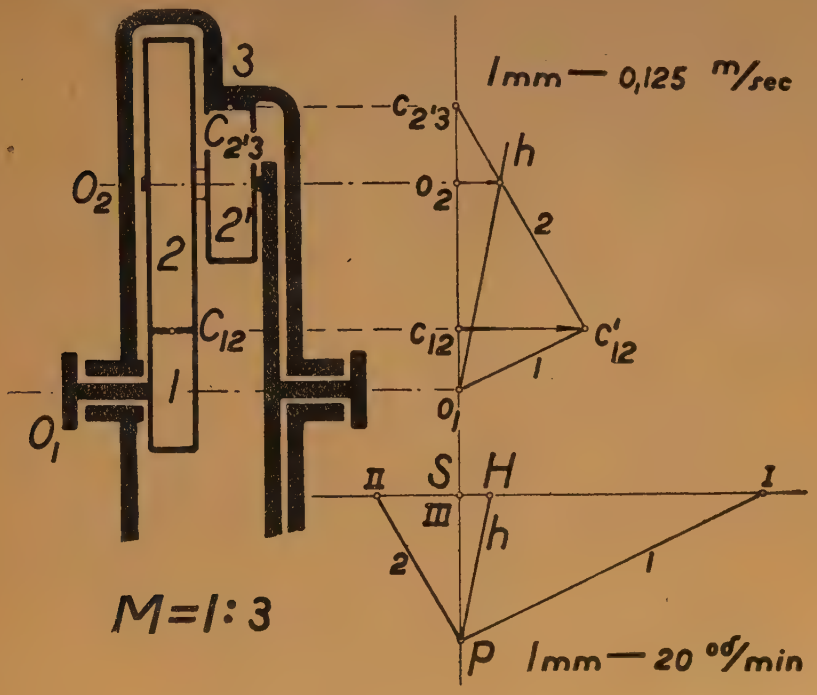
а начальный диаметр колеса *1*

$$D_1 = m_1 \cdot z_1 = 2 \cdot 24 = 48 \text{ мм}.$$

По диаметру D_1 и числу оборотов $n_м$ находим окружную скорость ведущего колеса

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_м}{60} = \frac{\pi \cdot 0{,}048 \cdot 800}{60} \simeq 2{,}01 \text{ м/сек.}$$

При скорости $v_1 = 2$ м/сек величина коэффициента износа может быть принята $c_m = 54$ кг/см², а у нас получилось $c_o = 53{,}6$ кг/см². Разница весьма ничтожна, расчет на износ считаем оконченным.



Фиг. 114.

Приступаем теперь к построению планов скоростей и чисел оборотов (фиг. 114). Проводим вертикальную линию Po_2 и отмечаем на ней некоторую точку o_1. Будем считать эту точку o_1 за проекцию оси вала O_1. Откладываем от точки o_1 вверх по вертикали отрезок $\overline{o_1 c_{12}}$, равный, положим, 8 мм, и принимаем его за радиус колеса *1*. Тогда масштаб чертежа редуктора, очевидно, будет

$$M = 1 : \mu = 8 : R_1 = 8 : 24 = 1 : 3.$$

На перпендикуляре к вертикали в точке c_{12} откладываем отрезок $\overline{c_{12}c'_{12}}$, изображающий собою окружную скорость колеса *1*.

Если взять отрезок $\overline{c_{12}c'_{12}}$ равным 16 мм, то скоростной масштаб β будет

$$\beta = \frac{2{,}01 \text{ м/сек}}{16 \text{ мм}} = 0{,}125 \text{ м/сек мм.}$$

Точку c'_{12} соединяем с точкой o_1 — получаем закон распределения скоростей на колесе *1*.

Берем затем горизонталь $I—II$ и на ней от точки S откладываем отрезок SI, дающий в некотором масштабе число оборотов колеса *1*. Масштаб чисел оборотов получится от разделения числа оборотов мотора (или, что все равно, числа оборотов ведущего вала O_1) на величину отрезка $\overline{SI}$, выраженную в миллиметрах, т. е.

$$\sigma = \frac{n_м}{SI_{мм}} = \frac{800}{40} = 20 \text{ об/мин мм.}$$

Отрезок $\overline{SI}$ делим на $i = 10$ равных частей, и одну такую часть откладываем по горизонтали вправо от точки S, получаем точку H. Проводим через точку I луч *1*, параллельный прямой $o_1c'_{12}$, получаем точку P, которую соединяем с точкой H.

Затем проводим на плане скоростей через точку o_1 луч h, параллельный прямой PH, а через точку c'_{12} прямую $c'_{12}c_{2'3}$, но так, чтобы получить отрезок $\overline{o_2c_{2'3}}$, равный или несколько больший отрезка $\overline{o_1c_{12}}$. В этом случае радиус колеса *2'* будет равен или несколько больше радиуса колеса *1*.

По плану скоростей имеем

$$R_2 = \mu \cdot o_2c_{12} = 58 \text{ мм},$$

$$R_{2'} = \mu \cdot o_2c_{2'3} = 30 \text{ »}$$

и

$$R_3 = \mu \cdot o_1c_{2'3} = 112 \text{ мм}.$$

Число зубьев на колесе *2* будет

$$z_2 = \frac{2 \cdot R_2}{m_1} = \frac{2 \cdot 58}{2} = 58.$$

Определяем теперь модуль колес *2'* и *3*.

Колесо *2'* имеет два движения: первое — около своей оси O_2 и второе — около оси колеса *3*.

Следовательно, число оборотов колеса *2'* надо отсчитывать на плане чисел оборотов от точки H, так что

$$n_{2'} = \sigma \cdot \overline{HII} = 293,$$

а

$$v_{2'} = \frac{\pi D_{2'} n_{2'}}{60} = \frac{\pi \cdot 0{,}06 \cdot 293}{60} = 0{,}92 \text{ м/сек}.$$

Для этой скорости коэффициент износа $c \simeq 56$ кг/см² (кованая сталь).

Задаемся $\psi = 4$ и коэффициентом полезного действия для первой ступени $\eta_1 = 0{,}98$, тогда шаг зацепления

$$t = 378 \sqrt{\frac{(N:3)\,\eta_1}{c \cdot \psi \cdot D_{2'} \cdot n_{2'}}} = 378 \sqrt{\frac{(6:3) \cdot 0{,}98}{56 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 293}} = 0{,}835 \text{ см},$$

а модуль

$$m_{2'} = 3 \text{ мм}.$$

(Более подходящий модуль $m = 2{,}75$ мм не годится по конструктивным соображениям—получается дробное число зубьев). Число зубьев

$$z_{2'} = \frac{D_{2'}}{m_{2'}} = \frac{60}{3} = 20 \quad \text{и} \quad z_3 = \frac{D_3}{m_{2'}} = \frac{224}{3} = 74{,}7 \simeq 75.$$

Колеса *1* и *3* должны иметь числа зубьев z_1 и z_3 кратные трем.

Так как число зубьев на колесе *3* пришлось взять несколько больше (75 вместо 74,7), то расстояния между осями колес следует выровнять.

Делается это так же, как и в предыдущем примере.

4. Рассчитать редуктор по схеме фиг. 99 на 12 ЛС при передаточном числе $i = 40$. Ведущий вал делает 900 оборотов в минуту.

Задаемся для ведущего колеса *1* $z_1 = 24$, $\psi = 4$ и $c = 50$ кг/см² (материал для колес — сталь).

Из расчета на износ определяем величину шага зацепления

$$t_1 = 10\sqrt[3]{\frac{450}{c \cdot \psi \cdot z}\,\frac{N:3}{n_1}} = 10\sqrt[3]{\frac{450}{50 \cdot 4 \cdot 24}\,\frac{12:3}{900}} \simeq 0{,}78 \text{ см}.$$

(Под корнем взята мощность $\frac{N}{3}$ по той причине, что в зацеплении с колесом *1* находятся три промежуточных колеса *2*). Модуль зацепления будет равен

$$m_1 = \frac{t_1}{\pi} = \frac{7{,}8}{\pi} \simeq 2{,}5 \text{ мм},$$

а диаметр начальной окружности колеса *1*

$$D_1 = m_1 \cdot z_1 = 2{,}5 \cdot 24 = 60 \text{ мм}.$$

Строим теперь план скоростей (фиг. 115). Принимаем масштаб чертежа $= \frac{1}{5}$. Пусть скорость v_1 колеса *1* изображается отрезком $\overline{c_{12}c'_{12}} = 40$ мм. Тогда

$$\beta = \frac{v_1}{40} = \frac{\pi \cdot D_1 n_1}{60 \cdot 40} = \frac{\pi \cdot 0{,}06 \cdot 900}{60 \cdot 40} = 0{,}0706 \text{ м/сек мм}.$$

Масштаб чисел оборотов выбираем так, чтобы n_1 выражалось отрезком $\overline{III}$, равным 60 мм, тогда

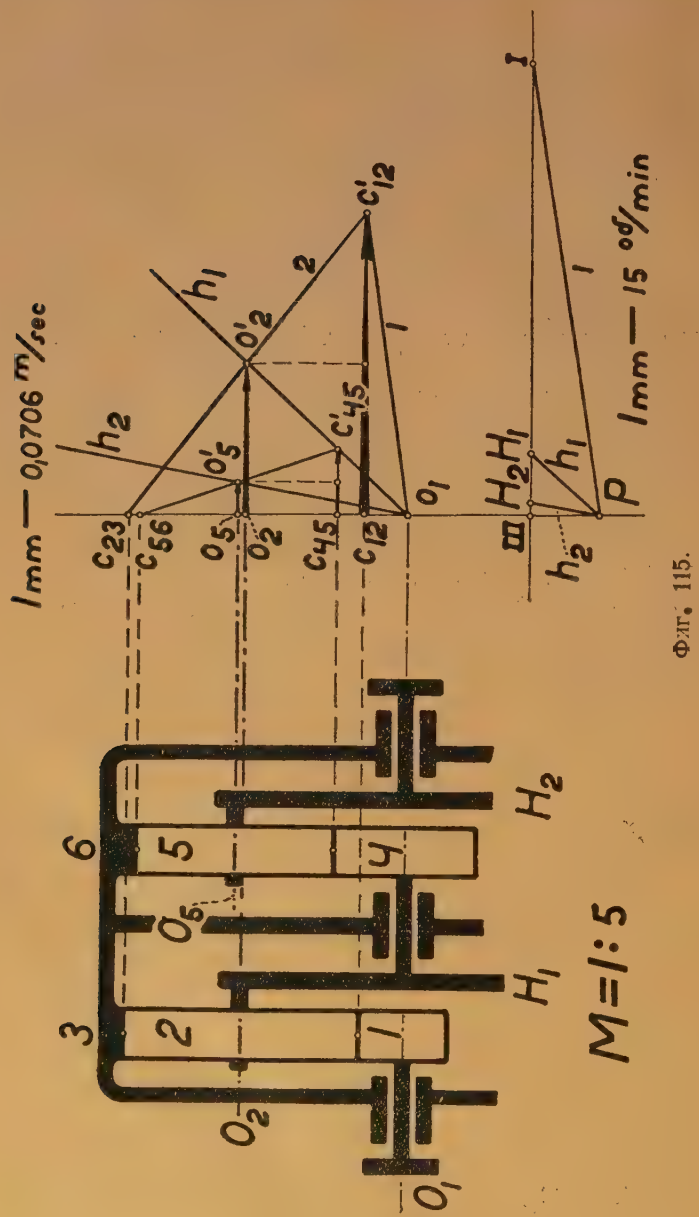
$$\sigma = \frac{900}{60} = 15 \text{ об/мин мм}.$$

Построив лучи *1* на обоих планах, делим отрезок $\overline{III}$ на $i = 40$ равных частей и одну сороковую часть ($\overline{IIIH_2}$) откладываем вправо от точки *III*. Проводим лучи h_2.

Общее передаточное число разбиваем на две ступени

$$i_{1-H_1} = 8 \quad \text{и} \quad i_{H_1-H_2} = 5.$$

Делим отрезок $\overline{IIII}$ на 8 равных частей и откладываем одну такую часть вправо от точки *III* и проводим лучи h_1. Отрезок $\overline{c_{12}c'_{12}}$ делим пополам и из его средины восстанавливаем перпендикуляр до пересечения с лучом h_1



Фиг. 115.

в точке o'_2. Прямая $o_2o'_2$ выразит скорость оси o_2 колеса *2*, а прямая $c'_{12}c_{23}$, соединяющая точки c'_{12} и o'_2, даст закон распределения скоростей на колесе *2*.

Из плана скоростей усматриваем, что радиус колеса *2* будет

$$R_2 = \mu \cdot \overline{o_2c_{23}} = 78{,}5 \text{ мм},$$

а колеса *3*

$$R_3 = \mu \cdot o_1 c_{23} = 187 \text{ мм}.$$

Число зубьев на колесе *2* найдется из

$$z_2 = \frac{2 \cdot 78{,}5}{2{,}5} = 62{,}8.$$

Берем $z_2 = 63$, тогда диаметр колеса *2* будет

$$D_2 = z_2 m_1 = 63 \cdot 2{,}5 = 157{,}5 \text{ мм}.$$

Колесо *3* должно иметь радиус

$$R_3 = R_1 + 2R_2 = 30 + 157{,}5 = 187{,}5 \text{ мм},$$

а число зубьев

$$z_3 = \frac{2R_3}{m} = \frac{2 \cdot 187{,}5}{2{,}5} = 150$$

(это число зубьев делится на три, его можно принять).

По полученным размерам колес следует исправить планы скоростей и чисел оборотов.

Эти исправления в виду малого масштаба чертежа настолько незначительны, что мы принуждены были оставить наши планы без изменения.

После установления размеров колес первой ступени находим размеры ведущего колеса *4* второй ступени.

Берем $z_4 = 21$, $\psi = 4{,}6$, $N = \frac{12}{3}\eta_1 = \frac{12}{3} 0{,}98 = 3{,}92$ ЛС, $n_4 = \frac{1000}{8} = 125$

и $c = 50$ (материал колес — сталь), тогда

$$t_4 = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{c \cdot \psi \cdot z_4} \frac{N}{n_4}} = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{50 \cdot 4{,}6 \cdot 21} \frac{3{,}92}{125}} \simeq 1{,}41 \text{ см},$$

а модуль

$$m_4 = \frac{t_4}{\pi} = \frac{14{,}1}{\pi} = 4{,}5 \text{ мм}$$

и

$$D_4 = m_4 z_4 = 4{,}5 \cdot 21 = 94{,}5 \text{ мм}.$$

Наносим на плане скоростей отрезок $o_1 c_{45}$, изображающий в масштабе μ радиус колеса *4*. Из точки c_{45} восстанавливаем перпендикуляр до пересечения с лучом h_1. Отрезок $\overline{c_{45} c'_{45}}$ выразит собою скорость точки касания c_{45} колес *4* и *5*. Скорость же точки c_{56} колеса *5*, согласно схемы, равна нулю, а так как скорости на колесах изменяются линейно, то заключаем, что скорость оси o_5 колеса *5* будет равна половине скорости точки c_{45} этого же колеса.

Наносим на план скоростей, скорость оси o_5, для чего делим отрезок $\overline{c_{45} c'_{45}}$ пополам и из его средины восстанавливаем перпендикуляр до пере-

сечения с лучом h_2 в точке o'_5. Отрезок $\overline{o_5o'_5}$ даст скорость оси o_5, а прямая $c'_{45}c_{56}$, соединяющая точки c'_{45} и o'_5, — закон распределения скоростей на колесе *5*.

По плану имеем

$$R_5 = \mu \cdot \overline{o_5c_{45}} = 66{,}5 \text{ мм}.$$

Число зубьев колеса *5* будет

$$z_5 = \frac{2R_5}{m_4} = \frac{2 \cdot 66{,}5}{4{,}5} = 29{,}6 \simeq 30.$$

Выравниваем диаметр D_5

$$D_5 = 2R_5 = m \cdot z_5 = 4{,}5 \cdot 30 = 135 \text{ мм}.$$

Радиус колеса *6* будет

$$R_6 = R_4 + D_5 = 47{,}25 + 135 = 182{,}25 \text{ мм},$$

а число зубьев

$$z_6 = \frac{2R_6}{m_4} = \frac{2 \cdot 182{,}25}{4{,}5} = 81.$$

Колеса *2* и *3* будут иметь модуль $m_1 = 2{,}5$ мм, а колеса *5* и *6* — $m_4 = 4{,}5$ мм.

Ширина колес *1*, *2* и *3* $= b_{123} = 2{,}5\pi \cdot 4 = 31{,}4$ мм, а колес *4*, *5* и *6* $= b_{456} = 4{,}5\pi \cdot 4{,}6 = 65$ мм.

5. Рассчитать редуктор завода Albatros на 6 ЛС при числе оборотов мотора $n_м = 1200$ и передаточном числе $i = 70$ (фиг. 104).

Выше было указано, что удобнее всего рассматривать такой редуктор в движении с остановленным барабаном, для чего надлежит дать всей системе некоторую добавочную угловую скорость, равную по величине угловой скорости барабана, но направленную в обратную сторону.

В получившемся от этого добавления сложном движении передаточное число редуктора будет равно

$$i_{1-S} = \frac{n_м - n_б}{n_б},$$

где

$$n_б = \frac{n_м}{i} = \frac{1200}{70} = 17{,}15,$$

тогда

$$i_{1-S} = \frac{1200 - 17{,}15}{17{,}15} = 69.$$

Общее передаточное число i_{1-S} разбиваем на три отдельных,

$$i_{1-2} = 3, \quad i_{2-3} = 4 \quad \text{и} \quad i_{3-S} = 5{,}75.$$

Установив величины отдельных передаточных чисел, переходим к определению размеров колеса *1*.

Берем $\psi = 3{,}5$, $z_1 = 18$ и $c = 48$ (материал колес — кованая сталь) тогда

$$t_1 = 10\sqrt[3]{\frac{450}{c\psi z_1}\frac{N:3}{n_м}} = 10\sqrt{\frac{450}{48\cdot 3{,}5\cdot 18}\frac{6:3}{1200}} = 0{,}626 \text{ см},$$

а модуль

$$m_1 \cong 2 \text{ мм}.$$

(С колесом *1* сцепляются три колеса *3*, а потому в расчетную формулу следует вводить одну треть заданной мощности).

Начальный диаметр колеса *1* будет равен

$$D_1 = m_1 z_1 = 2\cdot 18 = 36 \text{ мм}.$$

Диаметр колеса *2* будет

$$D_2 = i_{1-2} D_1 = 3\cdot 36 = 108 \text{ мм},$$

а число зубьев

$$z_2 = i_{1-2} z_1 = 3\cdot 18 = 54.$$

Диаметры колес *2'* и *3* найдутся из следующих соотношений (см. фиг. 105).

$$R_1 + R_2 = \overline{o_1 o_2} = \frac{54+108}{2} = 81 \text{ мм},$$

а

$$R_3 = R_1 + R_2 + R_{2'} = 81 + R_{2'},$$

но так как

$$\frac{R_3}{R_{2'}} = i_{2-3} = 4, \quad \text{то} \quad R_3 = 4R_{2'}$$

и

$$4R_{2'} = 81 + R_{2'} \quad \text{или} \quad R_{2'} = \frac{81}{3} = 27 \text{ мм}.$$

Следовательно,

$$R_3 = 81 + 27 = 108 \text{ мм}.$$

По полученным данным строим планы скоростей и чисел оборотов (фиг. 116). Принимаем масштаб чертежа $M = 1:6$, $\mu = 6$.

Задаемся некоторыми отрезками $\overline{c_{12}c'_{12}}$ и $\overline{HI}$, изображающими в некоторых масштабах β и σ окружную скорость и число оборотов колеса *1* в сложном движении. Соединяем точку c'_{12} с точкой o_1 прямой $c'_{12}o_1$ и проводим на плане чисел оборотов через точку *I* луч *1*, параллельный прямой $c'_{12}o_1$, получаем точку P.

Делим затем отрезок $\overline{HI}$ на $i = 69$ равных частей и одну такую часть откладываем по горизонтали влево от точки H, получаем отрезок $\overline{HS}$, дающий число оборотов кожуха S (или, что все равно, число оборотов барабана):

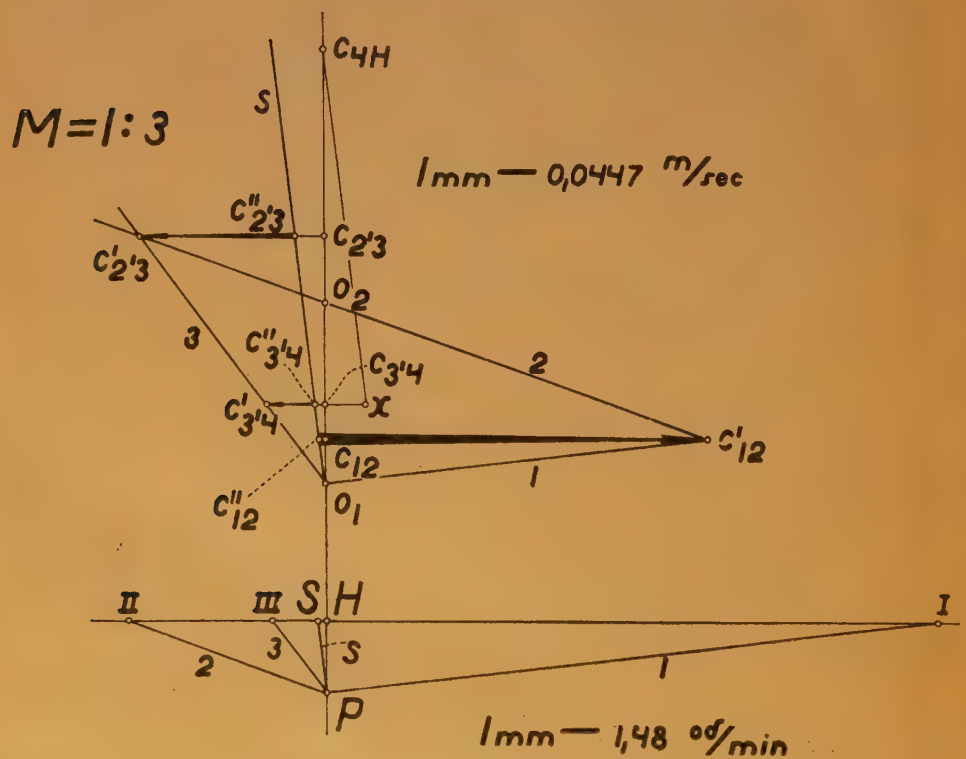
$$\overline{HS} = \frac{HI}{69} = \frac{80}{69} = 1{,}16 \text{ мм}.$$

Соединяем точку S с точкою P и проводим на плане скоростей через точку o_1 прямую $o_1 s$, параллельную PS, а отрезок $\overline{c_{12}c'_{12}}$ продолжаем до пересечения с этой прямой $o_1 s$ в точке c''_{12}. Отрезок $\overline{c''_{12}c'_{12}}$ будет давать в некотором масштабе β окружную скорость v_1 колеса *1* в действительном движении. Найдем этот масштаб β.

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0{,}036 \cdot 1200}{60} = 2{,}26 \text{ м/сек} = \beta \cdot \overline{c''_{12}c'_{12}}.$$

Пусть отрезок $\overline{c''_{12}c'_{12}} = 50{,}6$ мм, тогда

$$\beta = \frac{2{,}26}{50{,}6} = 0{,}0447 \text{ м/сек мм}.$$



Фиг. 116.

Масштаб же чисел оборотов найдется из соотношения

$$n_1 = 1200 = \sigma \cdot \overline{SI},$$

откуда

$$\sigma = \frac{1200}{\overline{SI}} = \frac{1200}{81{,}16} = 14{,}8 \text{ об/мин мм}$$

(по чертежу SI равняется 81,16 мм).

Установив масштабы скоростей и чисел оборотов, переходим к нахождению чисел оборотов колес *2* и *3*.

В сложном движении

$$i_{1-2} = \frac{\overline{HI}}{\overline{HII}} = 3,$$

откуда отрезок

$$\overline{HII} = \frac{\overline{HI}}{3} = \frac{80}{3} = 26{,}6 \text{ мм}$$

дает в масштабе σ число оборотов колеса *2*.

Точно так же отрезок

$$\overline{HIII} = \frac{\overline{HII}}{4} = \frac{26{,}4}{4} = 6{,}6 \text{ мм}$$

соответствует числу оборотов колеса *3*.

Соединяем точки *II* и *III* с точкою *P* и проводим прямые $c'_{12}c'_{2'3}$ и $o_1c'_{2'3}$, параллельные лучам *2* и *3* на плане чисел оборотов. Прямая $c'_{12}c'_{2'3}$, очевидно, должна пройти через точку o_2, проекцию оси o_2 колеса *2*.

Прямая o_1s в действительном движении будет служить «осью покоя».

Тогда скорость и число оборотов колеса *2'* в действительном движении будут

$$v_{2'} = \beta \cdot \overline{c''_{2'3}c'_{2'3}}\, 0{,}0447 \cdot 20{,}6 = 0{,}92 \text{ м/сек},$$

а

$$n_{2'} = \sigma \cdot \overline{SII} = \sigma(\overline{HII} - \overline{HS}) = \sigma(26{,}6 - 1{,}16) = \sigma \cdot 25{,}44 = 376 \text{ оборотов}.$$

Задаваясь для колеса *2* $\psi = 3{,}5$ и $c = 55$ (кованая сталь), найдем величину шага зацепления

$$t_{2'} = 378 \sqrt{\frac{N:6}{c\psi D_{2'} n_{2'}}} = 378 \sqrt{\frac{6:6}{55 \cdot 3{,}5 \cdot 5{,}4 \cdot 376}} \simeq 0{,}605 \text{ см},$$

а по нему и величину модуля

$$m_{2'} = \frac{t_{2'}}{\pi} = \frac{6{,}05}{\pi} = 1{,}93.$$

Берем

$$m_{2'} = 2 \text{ мм}.$$

Тогда

$$z_{2'} = \frac{D_{2'}}{m_{2'}} = \frac{54}{2} = 27 \quad \text{и} \quad z_3 = \frac{D_3}{m_{2'}} = \frac{216}{2} = 108.$$

Установив размеры и число зубьев колес *2'* и *3*, переходим к определению величины шага зацепления *t* для остальных колес *3'*, *4* и *5*

$$t_{3'} = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{c\psi z_{3'}} \frac{N:6}{n_{3'}}}.$$

Берем $c = 60$ кг/см², $\psi = 5$ и $z_{3'} = 21$.

Число оборотов колеса *3'* находим по плану чисел оборотов

$$n_{3'} = \sigma \cdot \overline{SIII} = 14{,}8 \cdot 6 = 89 \text{ оборотов}.$$

Тогда

$$t_{3'} = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{60 \cdot 5 \cdot 21} \cdot \frac{6:6}{89}} \simeq 0{,}93 \text{ см},$$

а модуль

$$m_{3'} = 3 \text{ мм.}$$

Начальный диаметр колеса $3'$ определится из

$$D_{3'} = m_{3'} z_{3'} = 3 \cdot 21 = 63 \text{ мм.}$$

Наносим величину этого диаметра на план скоростей — получаем отрезок $\overline{o_1 c_{3'4}}$.

Проводим через точку $c_{3'4}$ перпендикуляр к оси Po_2 и откладываем на нем вправо от точки $c''_{3'4}$ отрезок $\overline{c''_{3'4}x}$, равный $\overline{c''_{3'4}c'_{3'4}}$, получаем точку x.

Проводим затем через точку x прямую xc_{4H}, па аллельную лучу $o_1 s$, до пересечения с осью Po_2 в точке c_{4H}.

Отрезок $\overline{c_{3'4}c_{4H}}$ выразит диаметр колеса 4,

$$D_4 = \mu \cdot \overline{c_{3'4}c_{4H}} = 140 \text{ мм.}$$

Для того, чтобы число зубьев на венце барабана было кратным трем, следует выполнить диаметр D_4 равным 135 мм.

Тогда

$$z_4 = \frac{D_4}{m_{3'}} = \frac{135}{3} = 45.$$

Радиус зубчатого венца определится из соотношения

$$R_5 = R_{3'} + D_4 = 31{,}5 + 135 = 166{,}5 \text{ мм,}$$

а число зубьев

$$z_5 = \frac{2R_5}{m_{3'}} = \frac{2 \cdot 166{,}5}{3} = 111.$$

ИЗДАТЕЛЬСТВО

МОСКОВСКОГО ВЫСШЕГО ТЕХНИЧЕСКОГО УЧИЛИЩА

Москва 5, Коровий Брод, 3, здание МВТУ. Тел. 5-75-07.

СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ И СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

Проф. ВЕЛИХОВ, П. А.

КРАТКИЙ КУРС СТРОИТЕЛЬНОЙ МЕХАНИКИ

М. 1927. Стр. VIII+176, черт. 153. Цена в пер. 3 р., в роск. коленк. перепл. 4 р.

СОДЕРЖАНИЕ. Общая характеристика инженерных сооружений. Теория внешних сил. Исследование работы бруса. Общая теория статически определенных плоских ферм. Исследование ферм и определение прогиба их. Арочные и висячие трехшарнирные фермы. Общая теория статически неопределенных систем. Основные теоремы строительной механики. Теория неразрезных балок. Теория арок и сводов. Статически неопределимые фермы. Пространственные фермы. Расчет статически неопределимых пространственных сооружений.

Инж. РАБИНОВИЧ, И. М.

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ МЕТОД В СТРОИТЕЛЬНОЙ МЕХАНИКЕ

в связи с графической кинематикой и статикой плоских цепей, с пред. проф. П. А. Велихова. М. 1928. Стр. VIII+ +408, черт. 569. Ц. 7 р., в перепл. 7 р. 50 к.

СОДЕРЖАНИЕ. Введение. Методы исследования степени изменяемости плоской кинематической цепи. Структура кинематических цепей. Способы построения мгновенных центров вращения. Способы построения скоростей. Методы перки бесконечно-малой изменяемости сооружений. Графическая статика двухкратно-изменяемых цепей и ее применения к статике сооружений. Кинематический метод построения инфлюентных линий для статически определимых сооружений. Некоторые применения графической статики кинематических цепей к решению статически неопределимых задач.

Инж.-мех. ТИХОМИРОВ, Е. Н.

КУРС СОПРОТИВЛЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ

М. 1926. Стр. XVI+198, с атласом чертежей на 37 таблицах Черт. 395. Ц. 4 р.

СОДЕРЖАНИЕ. Обоснования. Нормальные и тангенциальные внутренние силы. Ограничения. Гипотеза Бернулли. Закон Гука. Определения. Геометрическое свойство плоских сечений. Прямой брус. Общие и частные случаи загружения. Деформация балки. Тангенциальные напряжения балки. Графические методы. Максимальный прогиб балки. Статическая неопределимость. Инфлюентные линии. Брус переменного сечения. Собственный вес бруса. Кручение прямого бруса некруглого сечения. Обобщения выводов для поперечного сечения. Обобщение напряжений. Обобщение деформаций. Прочность. Сложное сопротивление бруса. О допускаемом напряжении. Экспериментально-справочная часть.

ИЗДАТЕЛЬСТВО

МОСКОВСКОГО ВЫСШЕГО ТЕХНИЧЕСКОГО УЧИЛИЩА

Москва 5, Коровий Брод, 3, здание МВТУ. Тел. 5-75-07.

К. ФОЛЬК (C. VOLK)

ОСНОВЫ КОНСТРУКТИВНОЙ РАЗРАБОТКИ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ ДЕТАЛЕЙ

Пер. с нем. инж. М. В. Носова. М. 1925. Стр. 84, черт. 214. Ц. 1 р. 15 к.

СОДЕРЖАНИЕ. Черчение и конструирование. Типы чертежей. Размеры чертежных листов. Масштабы. Расположение проекций. Постановка размеров. Указания для обработки. Спецификация и номера деталей. Сокращенные и упрощенные изображения. Выполнение эскизов и чертежей. Сборочные и др. чертежи. Соображения относительно обработки деталей и их применение.

Проф. ХУДЯКОВ, П. К.

ЗАДАЧНИК ПО ТЕХНИЧЕСКОЙ СТАТИКЕ

Руководство для работающих по курсам механики и сопротивления материалов в ВТУЗ, техникумах и на рабочих курсах (литографированное). М. 1926. Стр. 8, черт. 4, таблиц 33 (в $^1/_8$ листа). Цена 1 р. 60 к.

МАТЕМАТИКА

Проф. ПОЛЯКОВ, А. П.

КУРС ВЫСШЕЙ МАТЕМАТИКИ

Издание четвертое, перераб. М. 1928. Стр. VIII + 288, черт. 185. Ц. 4 р. 50 к., в перепл. 4 р. 95 к.

СОДЕРЖАНИЕ. Введение в анализ. Дифференциальное исчисление. Интегральное исчисление. Функции многих переменных. Дифференциальная геометрия в пространстве. Интегралы различных порядков. Ряды. Приближенное вычисление интегралов. Комплексные числа.

Инж. РУЖЕНЦЕВ, С. К. и ИВАНОВ, Б. А.

НАЧЕРТАТЕЛЬНАЯ ГЕОМЕТРИЯ

Сборник задач по ортогональным проекциям с подробными решениями. Задач 221. М. 1928. Стр. VIII + 178, черт. 329. Ц. 3 р.

СОКОЛОВСКИЙ, И. И.

АНАЛИТИЧЕСКАЯ ГЕОМЕТРИЯ В ВЕКТОРНОМ ИЗЛОЖЕНИИ (ПРЯМЫЕ И ПЛОСКОСТИ)

М. 1926. Стр. XII + 276, черт. 108. Ц. 4 р.

СОДЕРЖАНИЕ. Векторная алгебра. Аналитическая геометрия. Плоскости. Аналитическая геометрия на плоскости. Прямые в пространстве. Плоскости и прямые. Функции скалярной переменной. Задачи.

ИЗ КНИГ
С. А. Сенчагова

Stanford University Libraries
3 6105 019 768 568

Цена **1** р. **90** к.

переплет 30 к.

RETURN TO: GMDS

PROPERTY OF
GERMAN MILITARY DOC. SECT.
DEPT RECORDS BR., AMD, D/A

RS 2058

СКЛАД ИЗДАНИЯ:

МАГАЗИН ИЗДАТЕЛЬСТВА
МОСКОВСКОГО ВЫСШЕГО ТЕХНИЧЕСКОГО УЧИЛИЩА
Москва, 5, Коровий Брод, 3. Телефон 5-75-07.